Haeder,

Die kleine Dampfmaschine

Betrieb, Wartung und Reparaturen

2. Auflage

20 - 6

Die
kranke Dampfmaschine.

Die kranke Dampfmaschine

und

erste Hülfe bei Betriebsstörung.

Praktisches Handbuch

für

Betrieb und Wartung

der Dampfmaschine.

Aus der Praxis

bearbeitet von

Herm. Haeder,

Specialist für kranke Dampfmaschinen.

II. Auflage.

Duisburg 1899

Selbstverlag von Herm. Haeder, Duisburg.

Vertreter für Buchhändler: L. Schwann, Düsseldorf.

Ratschläge aus den Kreisen der Fachgenossen betreffs Mitteilung von Unrichtigkeiten und Abänderungsvorschlägen für Neuauflagen werden vom Verfasser stets dankbar entgegengenommen.

Druck von L. Schwann, Düsseldorf.

Vorwort zur ersten Auflage.

Das rege Interesse, welches den Mitteilungen aus dem praktischen Maschinenbetrieb in „Haeders Zeitschrift“ entgegengebracht wird, veranlasste mich zur Herausgabe des vorliegenden Buches.

Wenn auch in „Haeder, Dampfmaschinen, Indikator und Maschinenmeister“ der Betrieb der Maschinen, soviel es anging, berücksichtigt ist, so würde es doch zu weit führen, in diesen Büchern alle für den Betrieb praktischen Erfahrungen und Regeln zusammenzutragen.

Die guten und schwachen Seiten der Fabrikanten lernt man am besten kennen, wenn man Gelegenheit hat, jeden Tag andere Fabrikate zu sehen; besonders vor Zahlung des „letzten Drittels“ kommen alle Sünden des Fabrikanten und des Monteurs (und manchmal noch mehr) zum Vorschein.

Die auffallende Erscheinung, dass sich manche Fehler immer wiederholen, und für dieselbe Sache die verschiedenen Fabrikanten dasselbe Lehrgeld bezahlen müssen, gab die Hauptveranlassung, dem vorliegenden Werke die gewählte Form und Anordnung zu geben.

Um auch dem weniger im Zeichnen Geübten den Inhalt recht klar zu machen, habe ich den Ausführungen der Abbildungen besondere Aufmerksamkeit geschenkt.

Die in dem Buch besprochenen Maschinenkrankheiten veranlassen Betriebsstörungen. Um nun die Dauer der letzteren nach Möglichkeit einzuschränken, wurde die vorzunehmende Reparatur möglichst berücksichtigt.

Eine der wichtigsten Punkte im Dampfmaschinenbetrieb ist noch die Schmierfrage, welcher leider bis jetzt nicht

die Beachtung geschenkt wurde, welche sie verdient. Der Dampfdruck ist höher geworden, das Cylinderöl aber nicht besser.

Um auch dem Laien hierüber mit Aufklärung zu dienen, fühlte ich mich veranlasst, die Schmierfrage möglichst klar und deutlich zu behandeln.

So hoffe ich denn, dass dieses Buch nicht nur von Fachgenossen Beachtung findet, sondern dass jeder Industrielle dasselbe benutzt, denn dem letzteren geht es bei Betriebsstillständen zuerst an den Geldbeutel.

Duisburg, im Juni 1897.

Herm. Haeder.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Seit dem Erscheinen der ersten Auflage hatte ich häufig Gelegenheit, weitere Krankheiten der Dampfmaschinen zu beobachten, sodass die vorliegende Ausgabe bedeutende Erweiterungen aufweist. Vielseitige Anregungen und Beiträge erhielt ich aus dem Kreise der Fachgenossen und verfehle ich nicht, an dieser Stelle meinen besten Dank abzustatten mit der Bitte, mein Unternehmen auch fernerhin zu unterstützen.

Duisburg 1899.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis nach Abschnitten.

Alphabetisches Sachregister.



Vor dem Gebrauch

wolle man folgende Berichtigung eintragen:

Seite 57 Abbildung Figur 116 verdrehen.

Die kranke Dampfmaschine

und erste Hülfe bei Betriebsstörungen.

Die wichtigste Maschine in jedem Betrieb ist wohl der Krafterzeuger, also die Dampfmaschine.

„Wenn die Dampfmaschin' nicht will,
Steht die ganze Bude still."

Deshalb ist es von grösster Wichtigkeit, jede Betriebsstörung zu vermeiden oder auch dafür zu sorgen, dass die Störung nur möglichst **kurzen Fabrikstillstand** erfordert.

Welche Unkosten und Verluste dem Fabrikanten entstehen, wenn einige Zeit gefeiert werden muss, wollen wir hier nicht weiter erörtern.

Wie kann man nun Betriebsstörung vermeiden und falls solche eintritt, möglichst schnell beseitigen?

Hierbei lässt uns alle Theorie im Stich. Fälle **aus der Praxis** geben uns immer den besten Anhalt, für eine Reparatur der Maschine den richtigen Weg zu finden, die Reparatur sachgemäss und dauerhaft und in möglichst kurzer Zeit auszuführen. Wir wollen besonders diejenigen Krankheiten anführen, welche am häufigsten wiederkehren.



Der Rahmen.

Im grossen ganzen findet man zwei Ausführungen: den sogenannten U-förmigen (ältern) Rahmen *(Fig. 4)* und den Rahmen mit Rundführung *(Fig. 1—3)*.

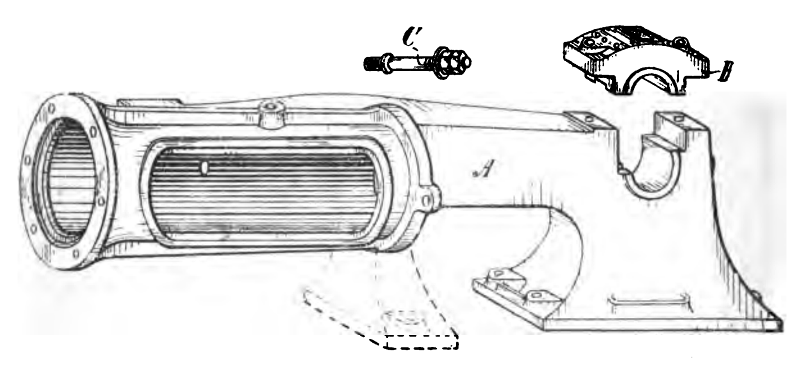


Fig 1—3. Bajonettrahmen. *A* Rahmen, *B* Lagerdeckel, *C* Deckelschraube.

Die Neuanfertigung eines Rahmens bedingt immer eine lange Betriebsstörung; es ist deshalb äusserst wichtig, beim eingetretenen Rahmenbruch eine schnelle und gute Reparatur vorzunehmen.

1tes Beispiel. (Rahmenbruch.)

Eine Fabrik hatte für eine Goldleistenfabrik eine neue Maschine von

Cylinderdurchmesser	*395 mm,*
Hub	*625 mm,*
Touren	*50 pro Minute*

in Auftrag, die in wenigen Tagen montiert werden sollte, als eines Tages der Besitzer ankommt und flucht und schimpft, dass ihm auch jetzt noch gerade die alte Maschine in Brocken gehen müsse.

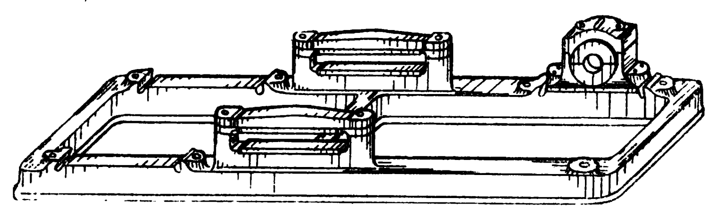


Fig. 4. Maschine mit ganz aufliegendem U-förmigen Rahmen.

Die gusseiserne **Kurbel brach** während des Ganges ohne jede Veranlassung entzwei, und die Folge davon war, dass der Kolben den hinteren Cylinderdeckel heraus stiess, das Querhaupt (es war eine alte Maschine mit ganz aufliegendem Rahmen nach *Fig. 4*), die Führungsstücke entzwei stiess, Pleuel- und Kolbenstange krumm wurden etc.

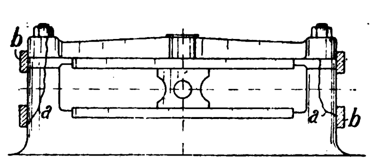


Fig. 5. Bruch der Führung bei *a*.

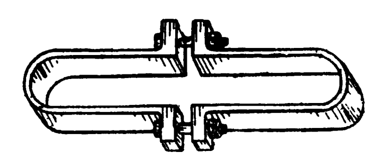


Fig. 6. Ziehband *b* für die Reparatur der Geradführung.

Durch Anfertigung einer neuen Kurbel, eines neuen Cylinderdeckels, Ausrichten der Treib- und Kolbenstange und durch Umziehen von schmiedeeisernen Bändern um die Führung (nach *Fig. 6*) war die Maschine in **fünf Tagen** wieder **betriebsfähig.**

Es sei noch bemerkt, dass die Kurbel einen alten Bruch hatte.

2tes Beispiel. (Rahmenbruch.)

Eine Auspuffmaschine hatte folgende Hauptdimensionen:

Cylinderdurchmesser	*350 mm,*
Kolbenhub	*600 mm,*
Tourenzahl	*100*
Durchschnittsleistung	*55 PS. indiz.*
Dampfdruck	*7 Atm.*

Sie diente zum Betrieb einer Dynamomaschine. Als Dampferzeuger dazu hatte man einen Röhrenkessel von ça. 50 qm Heizfläche ohne Dampfsammler.

Nachdem die Maschine ca. $^3/_4$ Jahr in tadellosem Betrieb gewesen (der Kessel war jedoch ca. $2^1/_2$ Jahr vorher schon im Gange), brach eines Abends plötzlich das Unglück in Form einer **bedeutenden Zerstörung** über die Maschine herein, nachdem schon längere Zeit vorher ein sehr **unruhiger Wasserstand** im Kessel beobachtet worden und bereits schon einmal der Kreuzkopfkeil abgerissen war, jedoch ohne weiteren nennenswerten Schaden anzurichten. Dahingegen **brach** an dem erwähnten Abend **das Kurbellager** bei *c* und *b* ***(Fig. 7)*** ab, so dass die Welle an die Stelle *d* ***(Fig. 7)*** zu liegen kam. Zu gleicher Zeit brach ein Arm des schweren Schwungrades ab.

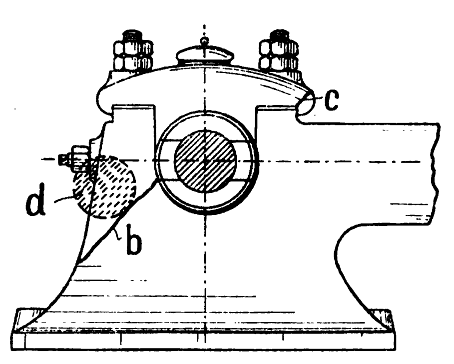


Fig. 7. Rahmenbruch.

Hier that nun schnelle Hülfe Not, da die Lichterzeugung nicht lange ausgesetzt werden durfte.

Die Reparatur des Kurbellagers nahm man in folgender Weise ***(Fig. 8)*** vor.

An Stelle des alten gusseisernen Deckels wurde ein kräftiger schmiedeeiserner *(f)* aufgelegt, der das abgerissene Stück oben festhalten musste; unten wurde solches mittelst einer kräftigen Schraube *(h)* an dem noch heil gebliebenen Teil des Kurbellagers nach ***Fig. 8*** befestigt.

Nachdem dann der Kurbelzapfen noch etwas nachgearbeitet war, wurde nach einigen Tagen der volle Be-

trieb wieder aufgenommen und ca. $^1/_2$ Jahr bei vorsichtiger Wartung anstandslos weitergeführt, bis dann abermals eines Abends, nachdem nach Aussage des Maschinisten schon mehrere Tage lang vorher eine sehr **starke Bewegung** (Aufwallen) des **Kesselwassers** bemerkt worden, durch einen sehr kräftigen Wasserschlag abermals ein **neuer Bruch** und zwar nunmehr bei *e* ***(Fig. 8)*** eintrat, der eine weitere Reparatur kaum möglich erscheinen liess, so dass nunmehr ein neuer Rahmen eingesetzt werden musste.

Bei dieser Gelegenheit wurde der Kessel einer ganz gründlichen Revision unterzogen und zeigte sich dann, dass die oberen Rohrreihen in der Höhe des mittlern und höchsten

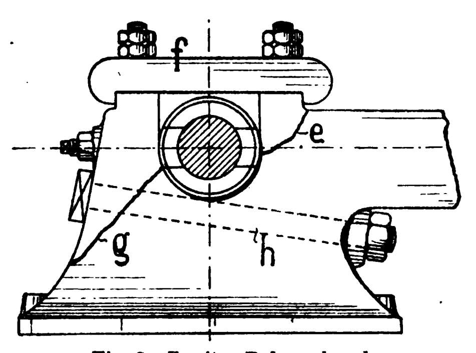


Fig. 8. Zweiter Rahmenbruch.

Wasserstandes höchst wahrscheinlich gar nicht oder doch nur höchst **unvollkommen** vom **Kesselstein gereinigt** waren, so dass einzelne Rohre vollständig von Kesselstein zugesetzt sich vorfanden.

3tes Beispiel. (Rahmenbruch.)

Bei einer Luftkompressionsmaschine mit Dampfbetrieb und Kondensation von

Durchmesser des Dampfcylinders	=	*750 mm,*
„ „ Luftcylinders	=	*950 „*
Kolbenhub	=	*1000 „*
Umdrehungen pro Minute	=	*80*

zerbrach durch Wasserschlag der Rahmen ***(s. Fig. 9).*** Die Dampfmaschine arbeitete mit sehr nassem Dampf, welcher

einer Batterie von Walzenkessel entnommen wurde, die in den Fuchs der Hochöfen eingebaut waren.

Die Wasserablasshähne an den beiden Cylinderenden mussten daher stets etwas geöffnet bleiben. Dies brachte an und für sich Dampfverschwendung, weil der Dampf bei jedem Hub aus dem Cylinder ins Freie strömte.

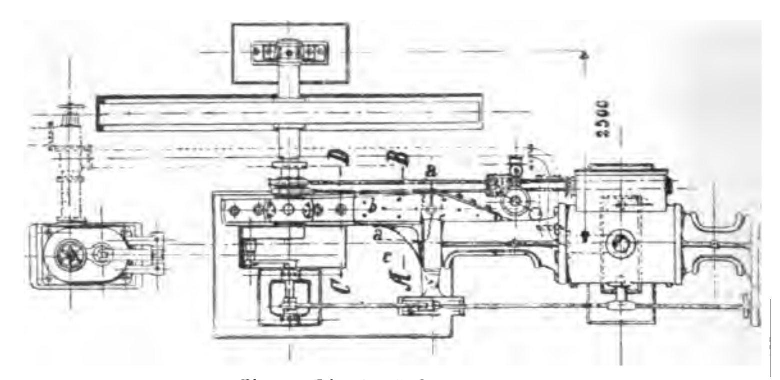


Fig 9. Riss im Rahmen bei *a*.

Durch Versehen wurden diese Hähne geschlossen, und, weil niemand in der Nähe war, welcher den verursachten Lärm wahrgenommen hätte, so wurde der Bruch herbeigeführt und zwar brach der Rahmen an der in *Fig. 9* mit *a* bezeichneten Stelle durch.

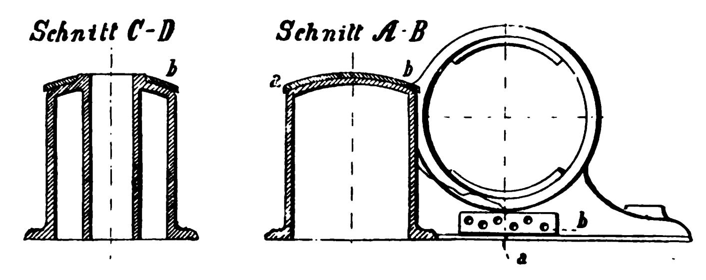


Fig. 10. Reparatur des Rahmens. Fig. 11.

Die Reparatur des Rahmens nahm man auf folgende Art vor *(s. Fig. 10 und 11)*. Es wurden schmiedeeiserne Laschen aus Kesselblech mittelst Schrauben an die Bruch-

stelle geschraubt, dabei erfolgte die Einteilung der Bolzen so, dass die kleinste Anzahl derselben in den gefährlichen Querschnitt zu liegen kam.

Die Untersuchung des **Unfalles** ergab noch folgendes:

Das Fundament ist auf Felsboden aufgebaut. Jedoch sprang zufällig dort, wo der Auslauf der Führung aufzuliegen kommt, der Fels sehr stark zurück. Um keine weiteren Sprengungen vornehmen zu müssen, beging der Baumeister den groben Fehler, dieses Stück mit **Gerölle und Sand auszufüllen** und darauf das Fundament auszuführen. Durch das Grundwasser ist diese Stelle unterwaschen worden. Das **Fundament senkte sich** um mehr als 2 cm an dieser Stelle, und ist man der Meinung, dass dies und der vorher erwähnte Wasserschlag den Bruch herbeigeführt habe.

Ungeschickte Montage

hat auch schon häufig Maschinenbruch zur Folge gehabt. Ich erinnere mich folgenden Falles:

Eine fürs Ausland bestimmte 20 PS. Maschine wurde in Hamburg umgeladen. Hierbei **riss die Krankette,** der Bajonettrahmen fiel herunter und zerbrach. Der Lieferant erhielt von seiten der Transportgesellschaft eine Entschädigung von 2000 Mk., während die ganze Maschine nur 3000 Mk. gekostet hatte, er kam also gut auf die Kosten.

4tes Beispiel. (Rahmenbruch.)

An einer **Kompound-Betriebsmaschine** mit Kondensation ereignete sich ein **Unfall,** bei dem auf der Niederdruckseite der Maschine der Cylinder mit hinterem Deckel, der Kolben, der Kreuzkopf, der Kurbelzapfen und der Bajonettrahmen **zerstört** wurden. Der starke Rahmen war vor der Kreuzkopfführung vollständig durchgebrochen.

Die Maschine arbeitete mit einem **Kesseldruck** von 10 Atm., machte 75 Umdrehungen pro Minute und hatte folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders	=	*390 mm*
„ „ Niederdruckcylinders	=	*640 „*
Gemeinsamer Hub	=	*800 „*

Die Maschine war für eine Leistung von ca. 250 indiz. PS. erbaut, wurde aber, da sich der Betrieb nach und nach vergrössert hatte, bis zu 320 PS. belastet.

Bei dieser Belastung war die Verteilung der Arbeit auf die beiden Maschinenseiten eine äusserst ungleichmässige und ungünstige, da der

Hochdruckcylinder ca. 110 PS. und der
Niederdruckcylinder 210 PS. abgab.

Der Gang der Maschine war infolge der Überlastung — bei vollständig ausgespieltem Regulator — ein schwerer und unruhiger.

Auf der Niederdruckseite machte sich bei jedem hinteren Kolbenwechsel ein starkes Federn des Cylinderdeckels nach aussen hin bemerkbar. Da die Umgebung der Maschine eine sehr geräuschvolle war, so fiel der unruhige Gang weniger auf.

Einige Wochen vor dem Unfall bemerkte man beim Hubwechsel einen von einem dumpfen Ton begleiteten Stoss, der scheinbar im Kreuzkopf lag, jedoch auch nach Anziehen des Kreuzkopflagers nicht beseitigt war und ehe man dazu kam, die Maschine genauer zu untersuchen, war das Unglück geschehen.

Nach dem Unfall war die erste Frage: Wie ist derselbe entstanden? Da andere Erklärungen fehlten, so nahm man schliesslich an, dass Wasser im Cylinder die Ursache gewesen sei. Diese Annahme wäre begründeter gewesen, wenn der Unfall beim Anlassen der Maschine geschehen wäre, oder wenn sich sonst Wasserschläge in der Maschine bemerkbar gemacht hätten. Beides war jedoch nicht der Fall. Die Maschine hatte bereits eine Stunde gelaufen, als der Vorfall sich ereignete.

Mehrere Ingenieure, die zur Stelle kamen, konnten, da sie mit den bezüglichen Verhältnissen nicht genügend vertraut waren, über die Ursache des Unfalles nur vermuten.

Ein Maschinentechniker, der die Maschine kannte und häufiger besuchte, interessierte sich um so mehr für den Fall. Diesem fiel es auf, dass der Kurbelzapfen, der, wie nachstehende Figur zeigt, in die Kurbel eingesetzt war, im Keilloch, also hinten in dem Kopf der Kurbel

abgebrochen war. Wie war dieses möglich? Wenn auch dort die schwächere Stelle des Kurbelzapfens war, so wäre doch der Bruch, wenn der Zapfen gehörig festgesessen,

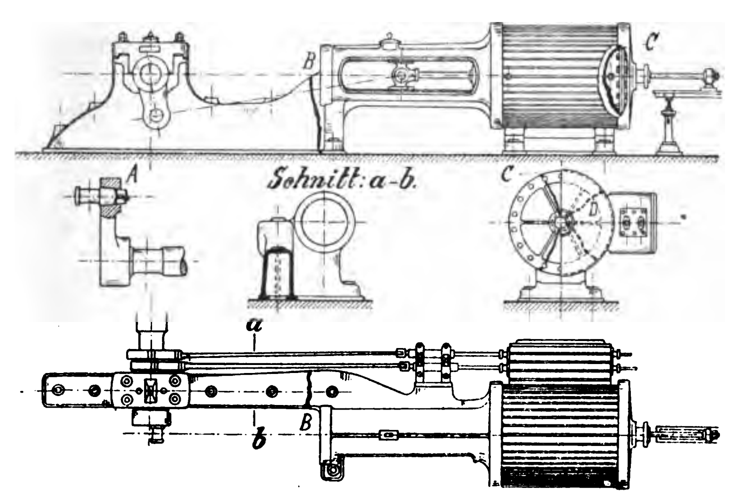


Fig. 11—15. Bruch einer Kompoundmaschine.

A Bruch des Kurbelzapfens. *B* Bruch des Rahmens. *C* Bruch des Cylinders. *D* Bruch der Cylinderhaube.

an der betreffenden Stelle nicht erfolgt, sondern hätte vielmehr vor der Kurbel im Lagerhals erfolgen müssen.

Auffällig war es auch, dass die beiden Bruchflächen das Aussehen hatten, als wenn sie längere Zeit aneinander gearbeitet hätten.

Als nach Verlauf von ca. einem Monat die Ersatzstücke für die zerbrochenen Teile eintrafen und der neue Zapfen eingesetzt werden sollte, fand es sich, dass die Bohrung im Kurbelkopf nicht mehr rund, sondern in der Längsrichtung der Kurbel länglich war.

Hieraus, wie auch nach der Lage des Bruches und dem Aussehen der Bruchflächen am Kurbelzapfen konnte man schliessen, dass letzterer **locker gesessen** und Ursache des Stosses in der Maschine und später des Unfalles gewesen war.

Entweder war der Bruch des Kurbelzapfens bereits beim Einsetzen desselben in die Kurbel durch das An-

treiben des Befestigungskeiles entstanden, oder aber der Zapfen hatte sich später gelockert und durch die fortwährende Bewegung desselben war der Bruch herbeigeführt.

Mit dem zerbrochenen und beweglichen Kurbelzapfen wird dann die Maschine noch längere Zeit gelaufen haben, bis die Lockerung soweit vorgeschritten war, dass der konische Zapfenschaft die Treibstange abdrücken und aus der Kurbel heraustreten konnte.

Da die Maschine bei der noch unversehrten Steuerung weiter lief, so erfolgte durch die Wucht des hin und her geschleuderten Kolbens die Zerstörung der ganzen Maschinenseite.

Um die Maschine zu entlasten, wurde später für einen bestimmten Teil des Betriebes eine zweite Maschine angelegt.

5tes Beispiel. (Rahmenbruch.)

Ein Steinkohlenbergwerk des Zwickauer Kohlenreviers war schon seit langen Jahren ausser Betrieb gesetzt, da ein unterirdischer Grubenbrand trotz aller Gegenmittel nicht zu dämpfen war. Der Besitzer der Grube wollte nun einfach abwarten, bis der Brand von selbst aufhörte, was jüngst eintrat. Man begann nun den Betrieb wieder aufzunehmen.

Vorher untersuchte man zunächst die Dampfkessel und die **Förderdampfmaschine**; es wurde festgestellt, dass das Fundament der Maschine sich derartig gesenkt hatte, dass ein Betrieb unmöglich war, und eine teilweise Neumontierung der Maschine ein Gebot der Notwendigkeit wurde. Die Bergwerksverwaltung gab nun einer dortigen Maschinenfabrik den Auftrag, diese Arbeit auszuführen, und diese sandte in kürzester Zeit einen Monteur, welcher sich mit einigen Arbeitern des Kohlenbergwerkes an die Arbeit machte.

Die Maschine nun selbst zählte der Jahre bereits sehr viele, leistet laut amtlichem Certificat 16 Pferdestärken und ist liegend, allerdings sehr eigentümlich, ausgeführt. Das Hauptlager ist mit dem Dampfcylinder durch einen gusseisernen massiven Balken starr verbunden, wie *Fig. 16 bis 17* zeigen.

Der Balken *f* hatte einen **trapezförmigen** Querschnitt und diente als einseitige Führung des Kreuzkopfes. Es ist diese Führung eine durchaus **mangelhafte**, wie es die

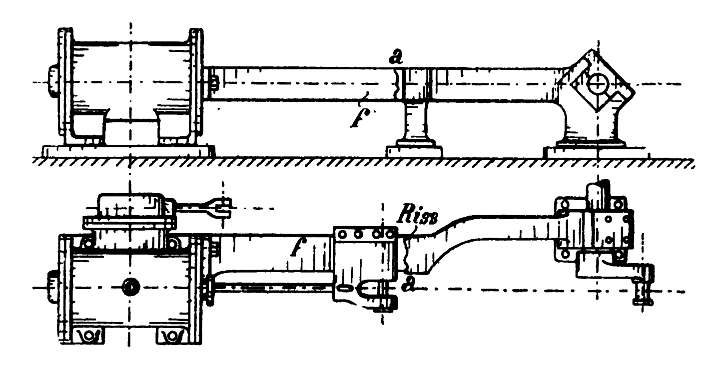


Fig. 16—17. Gebrochener Rahmen.

beiden Maschinisten zu ihrem grössten Leidwesen oft haben erfahren müssen, denn ein starkes **Fressen des Kreuzkopfes**, selbst bei aufmerksamer Bedienung, gehört hier nicht zu den Seltenheiten.

Der Monteur stellte nun fest, wieviel unter den Dampfcylinder untergelegt werden müsse. Zu dem Zwecke löste er die Verbindung zwischen Kolbenstange und Kreuzkopf, ebenso zwischen Excenter- und Schieberstange und legte den Cylinder seitlich um, damit das Fundament desselben bearbeitet werden konnte. Als man nun mit letzterem fertig war, sollte der Cylinder wieder an seinen alten Platz gebracht werden. Dabei entglitt derselbe den Händen der damit beschäftigten Leute und das **Gelenk der Schieberstange** schlug auf den Führungsbalken, welchen man unglücklicherweise **nicht** gestützt hatte, sondern frei schweben liess. Dabei **brach** derselbe bei *a (in Fig. 16—17)* glatt **durch.** Im ersten Augenblick standen alle wie versteinert da, dann aber begann der verantwortliche Monteur seinem bekümmerten Herzen unter grässlichen Flüchen und Verwünschungen Luft zu machen. Einem hinzukommenden Grubenbeamten, welcher über das Unglück raisonnierte, deutete er mit nichts weniger als liebenswürdigen Worten an, schleunigst den Maschinenraum zu verlassen.

Er selbst verschwand auf einige Zeit in einer in der Nähe befindlichen Kneipe, aus welcher er dann wesentlich beruhigter zurückkehrte. Mit Hülfe des Grubenschmiedes begann er dann den entstandenen Schaden zu heilen, indem man zu beiden Seiten des Bruches **Schwalbenschwänze** einkreuzte und schmiedeeiserne Stücke in dieselben einpasste. Schliesslich brachte man noch einige kräftige Schraubenbolzen an, so dass die Maschine wieder leidlich betriebsfähig wurde.

Freilich hätte das ganze Unglück vermieden werden können, wenn man den freischwebenden Balken **gehörig unterstützt** oder überhaupt vorsichtiger gehandelt hätte. Auch ist es verhältnismässig noch gut abgegangen, da der Bruch kein komplizierter war und somit nur **einen Tag Betriebsverlust** nach sich zog.

Risse im Gussstück

des Rahmens sind eine gar nicht seltene Erscheinung, man muss dann bei Zeiten Abhülfe schaffen, um so einen vollständigen Bruch des Rahmens zu vermeiden.

6tes Beispiel. (Risse im Rahmen.)

So konnte man an einer Maschine von 1200 Hub ***(Bauart nach Fig. 18)*** eine starke Durchbiegung (Durchfedern) bei jedem Hub bei *c* beobachten. Nach einigen Jahren zeigte sich bei *a* ein **Riss**.

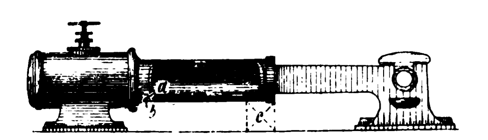


Fig. 18. Riss im Rahmen.

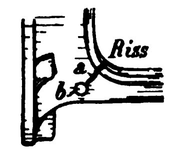


Fig. 19. Abgebohrter Riss.

Es galt nun einem Rahmenbruch vorzubeugen und dies gelang in folgender Weise: Man bohrte bei *b* den Riss ab und unterstützte den Rahmen in der Mitte durch einen eisernen Klotz *c* und die Maschine läuft seit jener Zeit anstandslos.

7tes Beispiel.

Rahmen einer Walzenzugmaschine von 1500 Hub. Der in *Fig. 20* mit *a* bezeichnete **Riss** entstand nach dreimonatlichem Betriebe infolge **Gussspannungen**, weil der Rahmenflansch zu massiv konstruiert und der Übergang zur schwächeren Wandstärke ein fast plötzlicher war. Auch hier half man sich durch Abbohren des Risses. Bis jetzt (nach zwei Jahren) hat sich kein Unfall eingestellt.



Fig. 20. Riss im Rahmen bei *a*.

Fig. 21 zeigt den **Querschnitt des Rahmenflansches**, wie man ihn bei grossen Maschinen (über 700 Hub) nicht ausführen soll, während *Fig. 22—24* die richtige Konstruktion, also mit Aussparung, veranschaulichen.

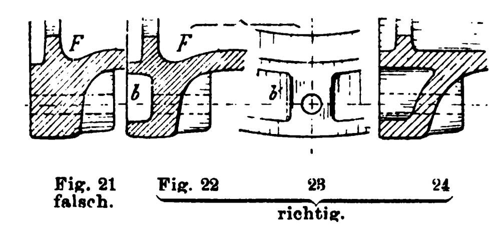


Fig. 21 falsch. Fig. 22 23 24 richtig.

Der Kreuzkopf (der Schlitten).

Der Kreuzkopf ist das Verbindungsglied zwischen Kolbenstange und Treibstange. Zwei der **gebräuchlichsten Ausführungen** sind in ***Fig. 25 bis 30*** dargestellt.

Das **Heisslaufen** des Schlittens findet man besonders bei Vertikalmaschinen. Es mag dies seinen Grund zum Teil mit darin haben, dass die Ölzufuhr eine nicht so gute ist, als bei den horizontal geleiteten Schlitten.

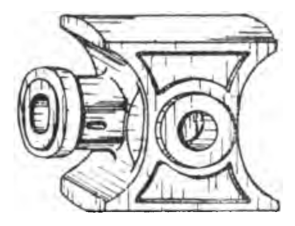


Fig. 25. Kreuzkopf (gegabelt).

Aus Gusseisen hergestellt, nicht nachstellbar für kleinere Maschinen; aus Stahlguss mit aufgeschraubten gusseisernen Gleitstücken für grössere Maschinen.

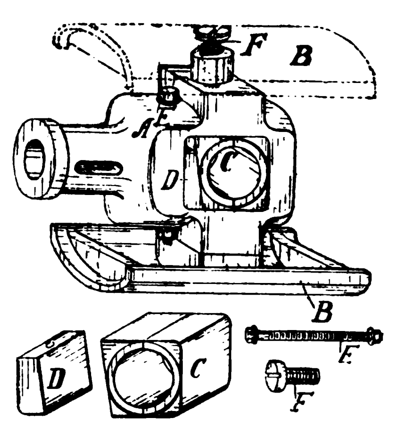


Fig. 26—30. Kreuzkopf (für gegabelte Treibstange).

A Hauptstück, *B* Gleitschuhe, *C* Lagerschalen, *D* Stellbacken, *E* Schraube zum Anziehen der Stellbacken, *F* Kopfschrauben zum Befestigen der Schuhe am Kreuzkopf.

8tes Beispiel. (Heisslaufen des Kreuzkopfes.)

Eine vertikale Dreifach-Expansionsmaschine hatte nachstehende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders	. .	*600 mm,*
„ „ *Mitteldruckcylinders*	. .	*960 „ ,*
„ „ *Niederdruckcylinders*	.	*1350 „ ,*
Gemeinschaftlicher Hub	. . . .	*700 „ ,*
Umdrehungen pro Minute	. . . .	*60,*

Seit Inbetriebsetzung zeigte sich ein **Heisslaufen der Geradführung**, die Rahmenständer *A* aller drei Cylinder wurden bedenklich heiss, und ein dauerndes Arbeiten mit der Maschine erschien gefährlich.

Man hatte sich nun hier auf eine ganz originelle, bei Seeschiffsmaschinen häufig angewandte, Weise zu helfen gewusst.

Es wurde eine Pumpe, in ***Fig. 31*** mit *P* bezeichnet, angeordnet und dieselbe durch den Balancier der Luftpumpe angetrieben.

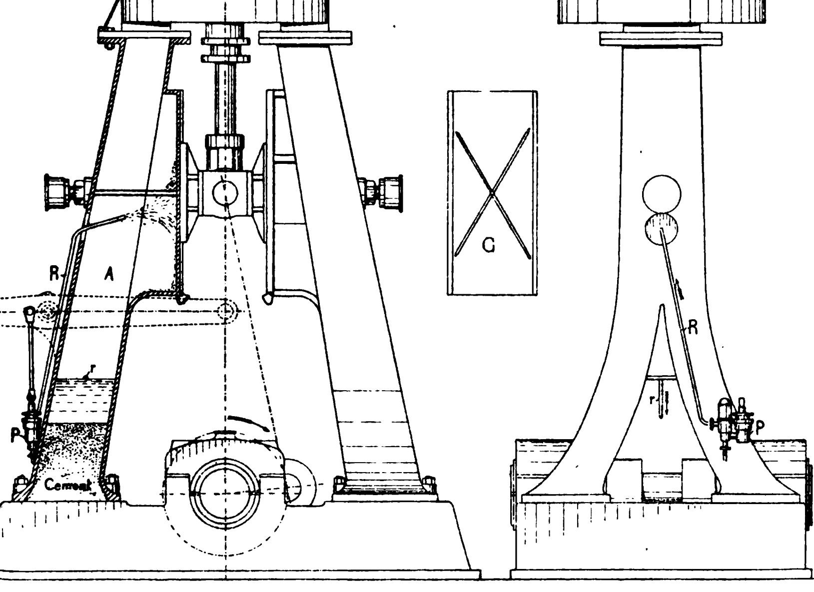


Fig. 31—33. Rahmen der Vertikalmaschine.

Die Pumpe *P* saugte ihr **Wasser** direkt aus dem Brunnen und drückte dasselbe durch das 10 mm starke Röhrchen *R* in den **hohlen Rahmenständer** *A*. Da nun aber der letztere keine dichte Abschlussstelle mit der Grundplatte bildet, so wurde einfach der untere Teil des Ständers mit Cement ausgegossen.

Die Schmierung der Flächen geschah mit konsistentem Fett; letzteres wird in der Mitte der Führung *G* durch eine

Staufferbüchse eingeführt und soll sich durch die Schmiernuten *(Fig. 32)* auf die ganze Fläche verteilen.

Ein Bruch des Kreuzkopfes

lässt sich in seltenen Fällen reparieren.

9tes Beispiel. (Bruch eines Kreuzkopfes.)

Eine Dampfmaschine von

Cylinderdurchmesser . . *350 mm*,
Kolbenhub . . . . . . *600 „* ,
Umdrehungen . . . . *80 pro Minute*,
Betriebsdruck . . . . *6 Atm.*

mit Schiebersteuerung und Bajonettrahmen (also Rundführung) war ca. 3 Wochen in Betrieb, als eines Tages der Maschinist durch unheimliche Schläge der Maschine sich veranlasst sah, das Dampfeinlassventil schleunigst zuzudrehen; die Maschine stand nach einigen Umdrehungen still.

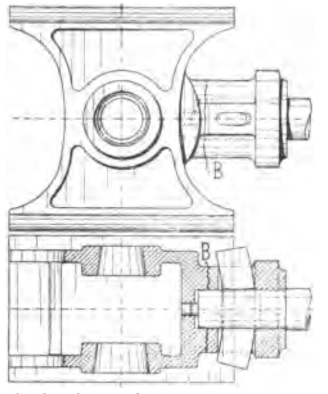


Fig. 34—35. Verbog. Kreuzkopfkeil.

Ein Konstruktionsfehler veranlasste den Bruch des Treibstangenkopfes. Durch diesen Umstand gelangte auch der **Kreuzkopf zum Bruch.** Die Bruchstelle ist in ***Fig. 34 bis 35*** mit *B* bezeichnet. Bevor der Bruch eintrat, war der Kreuzkopfkeil verbogen.

In solchen Fällen bestellt man am besten beim Lieferanten der Maschine telegraphisch: „Einen neuen Kreuzkopf der im Jahre . . . . . gelieferten Dampfmaschine“ und bestätigt die Sache schriftlich mit Handskizze, damit keine Zeit verloren geht.

10tes Beispiel. (Gebrochener Kreuzkopfkeil.)

In einer Spinnerei wollte eine Kompoundmaschine mit Kondensation von 1200 Hub eines Morgens nicht mehr arbeiten. Der Maschinist konnte sich die Sache nicht erklären und gab Volldampf; aber nach einigen Umdrehungen kam das Unglück. Auf der Niederdruckseite bog sich der

Kreuzkopfkeil durch, der Kurbelzapfen flog heraus und der hintere Cylinderdeckel wurde zertrümmert.

Die Ursache war Wasser im Cylinder.

11tes Beispiel. (Gebrochener Kreuzkopfkeil.)

Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

Eines Tages, früh, erhielt ich folgenden telephonischen Aufruf: „Bitte, kommen Sie sofort, die Maschine **ist gebrochen.**“

Auf dies hin begab ich mich auf den Aufstellungsort dieser Maschine, um zu sehen, was denn eigentlich gebrochen sei.

Die Maschine zeigte ein trauriges Aussehen.

Die Hauptdimensionen der mit Kondensation arbeitenden Dampfmaschine waren folgende:

Cylinderbohrung = *320 mm*,
Hub = *530* „ ,
Touren pro Minute = *100.*

Die 52 mm starke **Kolbenstange war gebrochen,** ebenso der **Kreuzkopfkeil,** der rückwärtige **Cylinderdeckel war zertrümmert,** ebenso der Blinddeckel. Der zum Antrieb der **Luftpumpe** dienende Kreuzkopf, sowie der Fuss von der Führung hierzu waren ebenfalls **gebrochen.** Von der unterm Flur angeordneten Luftpumpe war die **Stopfbüchse zersprungen.**

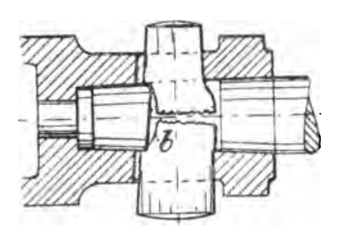


Fig. 36. Gebrochener Kreuzkopfkeil.

Die Maschine bot, wie erwähnt, ein trauriges Bild.

Ich fragte mich, was wohl die Schuld des Bruches sein kann? Da der Maschinist nichts bekennen wollte, ging ich ans Untersuchen und fand, dass der Kreuzkopfkeil gebrochen sei *(s. Fig. 36).*

Ausserdem war die entsprechende Nute im Kreuzkopfe ausgeschlagen.

Selbstverständlich war mir sofort klar, was die Ursache war.

Der Maschinist gab nun zu, dass die Maschine geschlagen hätte, er jedoch, nachdem sich alle bewegten Teile kalt angefühlt hätten, diesem Schlagen keine Bedeutung beilegte. Er wollte nach Feierabend erst genau nachsehen, woran die Schuld liege.

Der locker gewordene Kreuzkopfkeil wurde nun abwechselnd von der Kolbenstange und dem Kreuzkopfe gegen eines der beiden geschlagen, bis der Bruch desselben erfolgte. Der nun frei gewordene Kolben wurde an den rückwärtigen Cylinderdeckel geschleudert und alle eingangs erwähnten Brüche dadurch herbeigeführt.

Deshalb ist ein Schlagen oder Stossen in den Maschinen nicht immer im Lager, Kurbelstange, Kurbel, Excenter, Schieber, Kolben oder zu wenig Kompression zu suchen, sondern am häufigsten (und auch am gefährlichsten) ist das Lockerwerden des Kreuzkopfkeiles.

12tes Beispiel. (Gebrochener Kreuzkopf.)

Dass bei dem Aufdrehen des Dampfes auf eine **kalte Dampfleitung** sich viel Wasser bildet und es daher erforderlich wird, vor dem Anlassen der Dampfmaschine das **Kondensationswasser abzulassen,** sollte jeder Maschinist wissen. Dadurch, dass von unerfahrenen Maschinisten dieses unbeachtet gelassen wird, entstehen an Dampfmaschinen wohl die meisten Unfälle, und soll hier ein Beispiel gegeben werden.

An einem Luftkompressor von 350 mm Dampfcylinderdurchmesser, 320 mm Luftcylinderdurchmesser und 450 mm Kolbenhub ereignete sich folgender Fall:

Ein Heizer, der erst kürzere Zeit als solcher beschäftigt war, unternahm es, bei zufälliger Abwesenheit seines älteren und erfahrenen Kameraden, dem die Bedienung des Luftkompressors oblag, letzteren anzulassen. Dabei **unterblieb** es, das bei dem Stillstande der Maschine über dem Absperrventil sich angesammelte Wasser abzulassen und ereignete sich infolgedessen an der Maschine ein Unfall, der darin bestand, dass an dem gusseisernen **Kreuzkopf** der Stutzen, in welchem die Kolbenstange befestigt war, im Keilloch **abgerissen wurde.**

Erklären lässt sich der Unfall auf folgende Weise: Der unerfahrene Maschinist hatte, wie er selbst bekannte, ohne die Ablasshähne vorher aufzumachen, das Absperrventil **ganz geöffnet.** Das Wasser, welches sich, da ein Wasserabscheider mit einer selbstthätigen Ablassvorrichtung oder einem Hahn fehlte, über dem Absperrventil gestellt hatte, musste durch den Cylinder fortgehen. Bei dem **plötzlichen** Aufdrehen des Ventiles wurde die Maschine gleich in schnelle Bewegung gesetzt und als der Grundschieber zur Kompression den Austritt verschloss, wurde statt Dampf **Wasser eingeschlossen.** Da aber Wasser sich nicht wie Dampf zusammendrücken lässt, so wurde der Kolben bei dem Abschluss der Austrittsöffnung

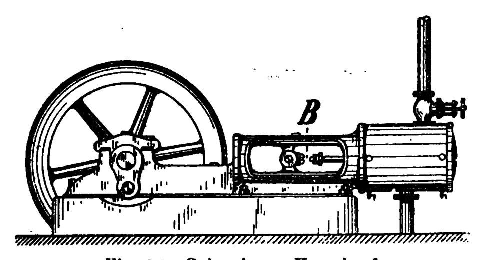


Fig. 37. Gebrochener Kreuzkopf.

momentan in seiner Bewegung **eingehalten,** während das Schwungrad infolge des **Beharrungsvermögens** sich weiter zu drehen bestrebt war. Hierbei musste eine starke **Zugspannung** in dem Gestänge der Maschine entstehen, wodurch an der schwächeren Stelle der Bruch erfolgte.

13tes Beispiel. (Reparatur.)

Im nachstehenden sei kurz der schnelle Ersatz eines zerbrochenen Kreuzkopfes beschrieben.*)

Der zerbrochene Kreuzkopf an einer Maschine war nicht mehr zu flicken und die Beschaffung eines neuen Kreuzkopfes würde längere Zeit in Anspruch genommen haben. Zufällig fand sich im alten Eisen ein alter Kreuzkopf, der ungefähr die Form des zerbrochenen hatte und dessen innere Weite mit der Breite des Kreuzkopflagers annähernd übereinstimmte, doch war derselbe für die Bohrung der Geradführung des Kompressors 5 cm zu klein und die Bohrung für die Kolbenstange war 2 cm zu weit.

*) Von Beispiel 12.

Um den alten Kreuzkopf verwendbar zu machen, wurden auf die Gleitbacken desselben der Abrundung entsprechend gebogene Flacheisenstücke geschraubt und diese dann auf den Durchmesser der Geradführung abgedreht. Die Bohrung für die Kolbenstange wurde durch eine mit Keilloch versehene schmiedeeiserne Büchse auf die

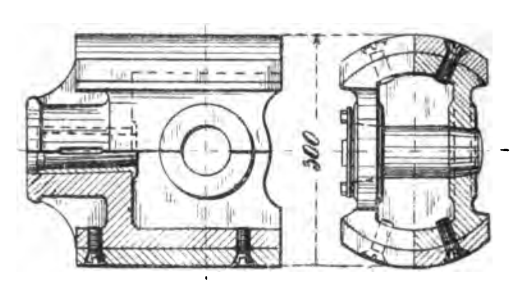


Fig. 38—39.

Stärke der Kolbenstange verengt. Auch musste der Kreuzkopfbolzen der Bohrung in dem alten Kreuzkopf entsprechend umgeändert werden.

Nach Verlauf von zwei Tagen konnte die Maschine wieder in Betrieb genommen werden, und der alte Kreuzkopf arbeitete, bis von der Maschinenfabrik nach ca. vier Wochen ein neuer geliefert wurde, zur grössten Zufriedenheit.

Ein sich

lösender Kreuzkopfkeil

ist auch keine Seltenheit, besonders bei unrichtig gewählter **Neigung** des Konus, mit welchem die Kolbenstange in die Kreuzkopfnabe eingepasst ist, oder auch unrichtige Neigung des Keiles selbst.

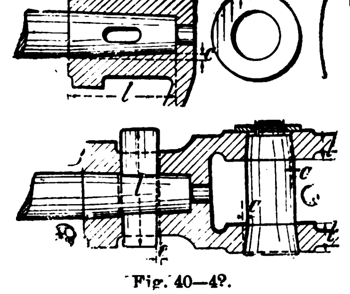


Fig. 40—42.

Kolbenstange im Kreuzkopf mit Keil

Conicität $c = \frac{1}{24} l$

Kolbenstangenkeil im Kreuzkopf

Conicität $c = \frac{1}{40} l$

Kreuzkopfbolzen im Kreuzkopf

Conicität $c = \frac{1}{8} l$

Es empfiehlt sich auch, am hinteren Ende des Keiles ein Loch für einen kräftigen **Splint** anzubringen, um beim Lockerwerden des Keiles ein Herausfallen desselben zu vermeiden.

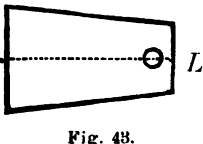


Fig. 43.

Das Material des Kreuzkopfes

lässt häufig zu wünschen übrig, besonders die in Stahlguss ausgeführten Kreuzköpfe zeigen nicht selten porösen Guss, wie in *Fig. 44* angedeutet. Der Fabrikant klopft in diese porösen Stellen Blei ein, glättet die Stelle sauber und der Kreuzkopf erscheint marmoriert, wie solches bei Drehbankbetten ausgeführt wird.

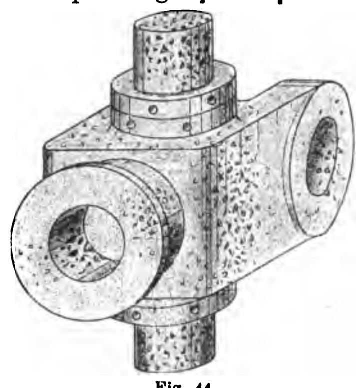


Fig. 44.
Poröser Kreuzkopf aus Stahlguss (die Gleitschuhe sind abgenommen).

Das Lösen des Kreuzkopfes von der Kolbenstange macht nicht selten Schwierigkeiten.

14tes Beispiel. (Falsche Kreuzkopfbefestigung.)

Eine Dampfmaschine von

Cylinderdurchmesser . . *1170 mm*,
Kolbenhub . . . . . . *1400* „

sollte demontiert und an anderer Stelle wieder aufgestellt werden. Bei dieser grossen Maschine bot nun das Lösen des Kreuzkopfes von der Kolbenstange die grösste Schwierigkeit.

Beide Teile mussten auseinander genommen werden, wie aber ist dies bei dieser Konstruktion *(Fig. 45)* möglich, ohne den Kreuzkopf zu beschädigen? In vorliegendem Falle war man nach Anwendung verschiedener anderer Hülfsmittel schliesslich dazu gezwungen, den überaus festsitzenden Kreuzkopf in hochwarmem Zustande mit zwei Eisen-

rammen von dem genau cylindrischen Zapfen **der** Kolbenstange abzustossen, und zwar erfolgte das **Rücken** desselben von Anfang bis Ende bei grösstem **Kraftaufwand** nur millimeterweise, so dass selbstredend das Äussere des Kreuzkopfes (aus Schmiedeeisen gefertigt) sehr gelitten hatte.

Gerade bei **Befestigung des Kreuzkopfes auf** der Kolbenstange sollte neben der absoluten Betriebssicherheit aber auch auf leichtes Lösen der Teile Rücksicht genommen werden, da es ja doch öfter vorkommt, dass der Kolben repariert oder ausgewechselt werden muss, eine **Arbeit**, die stets **Betriebsstörung** verursacht, und die also in möglichst kurzer Zeit zu bewerkstelligen ist.

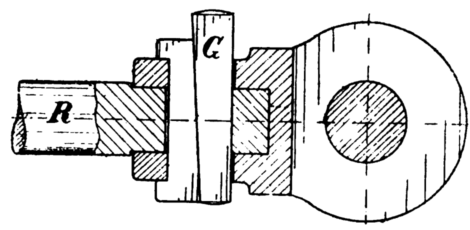


Fig. 45. Kreuzkopf.

Sei es daher gestattet, von diesem Gesichtspunkte ausgehend einen Vergleich über die **Zweckmässigkeit** der gebräuchlichen Anordnungen zu ziehen.

Zumeist geschieht die Befestigung auf **cylindrischen oder konischen** Zapfen der Kolbenstange vermittelst eines **Keiles** oder Geschlösses ***(Fig. 45).*** Welche von beiden Arten verdient in der Praxis den Vorzug? An alten Maschinen findet man ausnahmslos den cylindrisch angedrehten Zapfen, und auch noch heute arbeiten viele und grosse Fabriken nach diesem System, indem sie der Ansicht sind, dass ein cylindrischer Zapfen, bezw. ein cylindrisches Loch, richtiger herzustellen sei, resp. beide Teile richtiger ineinander eingepasst werden können.

Die Arbeit selbst ist höchst exakt auszuführen. Der Kolbenstangenzapfen muss stramm passend in die Kreuzkopfbohrung gehen, ohne in derselben festzusitzen, da sonst der Kreuzkopf später schwer abzubringen ist, bezw. die Keillöcher schwer aufeinander zu bringen sind.

Infolgedessen aber hat der **Befestigungskeil die ganze Kolbenarbeit** auszuhalten und muss deshalb stark kon-

struiert sein, wodurch natürlich wieder der Kolbenstangenzapfen geschwächt wird. Eine weitere Folge dieses Umstandes aber ist es, dass sich der Keil bezw. das Geschlöss unter aussergewöhnlichen Stössen in der Maschine seitlich staucht, so dass derselbe mitunter nur unter den grössten Mühen entfernt werden kann, namentlich, wenn der Raum zwischen Rahmen und Kreuzkopf beschränkt ist.

Gestauchtes Material in den Keillöchern und festgebranntes Fett thun dann noch ein Übriges, um die Arbeit des Kreuzkopfabnehmens zu einer überaus zeitraubenden und mühevollen zu gestalten. Als eine grobe Nachlässigkeit

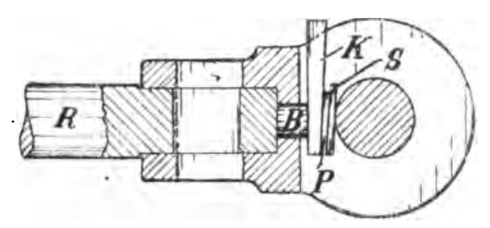


Fig. 46. Lösen von Kreuzkopf und Kolbenstange.

Es bedeutet: *K* Keil (Stahl), *S* Kupfer, *P* Passstück (Eisen), *B* Bolzen.

aber muss es bezeichnet werden, dass die Kreuzkopfbohrung nach der Bolzenseite, wie aus *Fig. 45* ersichtlich, geschlossen ist, da man in diesem Falle das in *Fig. 46* angedeutete Hülfsmittel durch Keile nicht anbringen kann, welches sich beim **Abnehmen des Kreuzkopfes** als ein sehr wirkungsvolles Mittel erweist, einfacher wenigstens, als wenn man denselben Effekt durch die Befestigungskeillöcher erzielen will.

Um **vieles leichter** gestaltet sich hingegen in den weitaus meisten Fällen das Abnehmen **konisch gebohrter Kreuzköpfe** *(Fig. 47)*. Zwar sitzen dieselben fester auf der Stange, doch ist mit geringer Mühe durch **scharfes Erhitzen** des ersteren, und beständiges Kühlen der letzteren zwischen beiden Teilen soviel Temperatur-

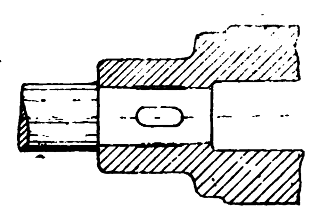


Fig. 47. Mit Konus eingepasster Gleitschuh.

differenz herzustellen, dass sich dieselben unter dem improvisierten Keildruck und einigen vorsichtig beigebrachten Hammerschlägen lösen, und einmal gelöst, steht ja dem vollständigen Abrücken des Kreuzkopfes

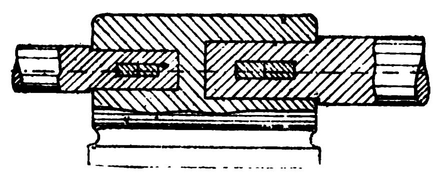


Fig. 48. Falsch eingepasster Gleitschuh.

nichts mehr im Wege. Dadurch aber, dass der letztere fester auf dem Zapfen sitzt, dient der Befestigungskeil gewissermassen nur zur Sicherheit, er ist also keiner Stauchung unterworfen und leicht herausnehmbar, ebenso kann sich aber auch in der Kreuzkopfbohrung kein verharztes oder verbranntes Öl bilden, da letzterem der Zutritt vollständig verschlossen ist.

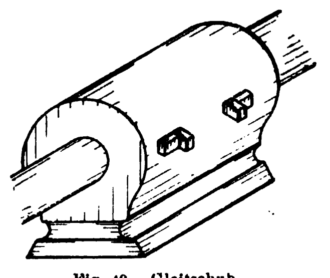


Fig. 49. Gleitschuh.

Ob aber endlich ein **konisch** gebohrter Kreuzkopf nicht ebenso richtig aufzupassen ist, wie ein **cylindrisch** gebohrter, das dürfte denn doch eine offene Frage sein.

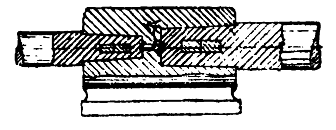


Fig. 50. Richtig, also mit Conus eingepasster Gleitschuh.

Wenn auch die konische Bohrung an und für sich nicht so richtig ausgeführt wird, wie die cylindrische als solche, so wird ja schliesslich in der Praxis keine von beiden haargenau richtig und ist bei dem Auf-

passen eines konisch gebohrten Kreuzkopfes nur eine peinlichere und umfangreichere Schabearbeit zu beobachten. In Erwägung aller dieser Umstände ist die **konische Bohrung** entschieden der cylindrischen **vorzuziehen.**

Wie leicht würde sich beispielsweise bei in Frage stehender Maschine das

Abnehmen des Gleitschuhes

(Verbindung zwischen Dampf- und Kondensatorkolbenstange, *Fig. 48—49)* vollzogen haben, wenn die Verhältnisse, wie in *Fig. 50* angedeutet, gelegen hätten, während so das Äussere des schmiedeeisernen Gleitstückes sehr beschädigt wurde.

Fehler in der Konstruktion

bezw. Ausführung können auch lang andauernde Betriebsstörungen veranlassen.

15tes Beispiel.

Eine Maschine von

Cylinderdurchmesser . .	*600*	*mm,*
Kolbenhub	*1000*	„
Umdrehungen	*70*	*pro Minute,*

war seit zwei Jahren im Betrieb und arbeitete zufriedenstellend.

Da eines Tages nach dem Ansetzen der Maschine (mittags) bemerkt der Maschinist Unregelmässigkeiten, springt zum Absperrventil, dreht dasselbe schnell zu, jedoch fast noch früher war die Maschine von selbst zum Stillstand gekommen. Wie *Fig. 51* zeigt, war die überaus kräftig konstruierte Treibstange verbogen. Der Zufall wollte es, dass gerade vom Lieferanten der Maschine ein Monteur zugegen war, welcher sich nun auch sofort daran gab, **die Treibstange loszumachen.** Dies war aber leichter gesagt, als gethan.

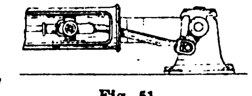


Fig. 51.
Gebogene Treibstange.

Nach Lösen der Lagerschalen am Kurbelzapfen und Entfernung des Kreuzkopfbolzens wurde mit Spannschrauben ein Losziehen der gegabelten Treibstange vom Kreuzkopf versucht, was jedoch selbst nach zehn-

stündiger angestrengter Arbeit **nicht gelang.** Ebensowenig führte ein Anwärmen der Treibstange zu einem Resultat.

Es blieb nichts anderes übrig, als durch **Eintreiben von Meisseln** zwischen Kreuzkopf und Gabelstück letzteres aneinander zu treiben und mit Hülfe der Spannschrauben Kreuzkopf und Treibstange auseinander zu bringen.

Es zeigte sich nun eine wunderbare Erscheinung.

Die Gabeln der Treibstange und der Kreuzkopf waren 10 mm ineinander gefressen und zwar, wie aus ***Fig. 52 — 55***

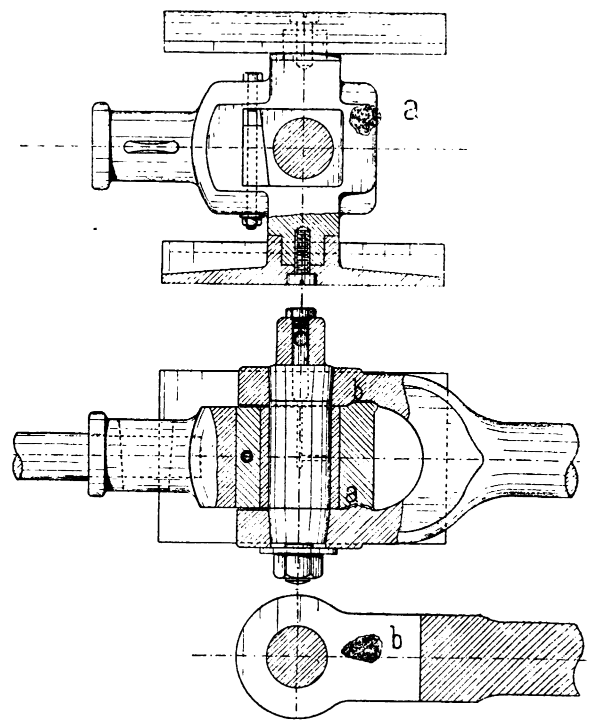


Fig. 52—53. Kreuzkopf und Gabel der Treibstange gefressen.

ersichtlich, war das Material der einen Gabelseite in das des Kreuzkopfes **geschweisst** und an der anderen Seite umgekehrt.

Fragen wir uns nun, wie ist die letzte Erscheinung möglich, so wird nicht anzunehmen sein, dass das Ineinanderschweissen des Materials mit einem Male stattgefunden

hat; denn in diesem Falle hätte an der Stelle eine Schweisshitze eintreten müssen, welche unfehlbar auch den Kreuzkopf erhitzt hätte.

Der Kreuzkopf war jedoch gleich nach dem Unfall kalt. Es muss also angenommen werden, dass seit längerer Betriebszeit nach und nach das Material durch Fressen ineinander gerieben wurde.

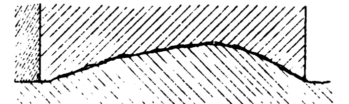


Fig. 55. $1/2$ der natürlichen Grösse.

Welche **Ursachen** können nun hier vorliegen?

Die Kolbenstange hatte hinten noch eine Führung (Schlitten), kann sich also nicht drehen.

Ist es ferner möglich, dass während des Betriebes ein fremder Körper (harter Stein oder dergl.) zwischen die Flächen geraten und so die erste Ursache des Fressens hervorrief? Auch in diesem Falle würde es vorteilhaft sein, die **Lagerschalen etwa 3 mm vorstehen zu lassen.**

Die meiste Wahrscheinlichkeit hat folgende Annahme:

Die gefressenen Stellen *a* und *b* vom Kreuzkopf und vom Gabelstück haben schon seit Inbetriebsetzung angelegen bezw. sich gerieben, die Flächen wurden immer rauher und schliesslich trat das erwähnte Festfressen ein.

Aber auch auf einen anderen Umstand sei hier noch aufmerksam gemacht. In der Abbildung ***Fig. 56*** ist der Kreuzkopfbolzen **mit einer Mutter** versehen, durch welche der Bolzen fest in die Conusse gepresst wird.

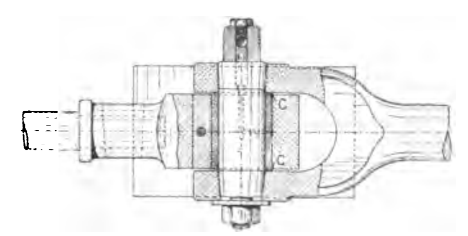


Fig. 56. Richtige Ausführung, Lagerschale vorspringend.

Ist nun der Bolzen nicht ganz sauber eingeschliffen, die Mutter zu fest angezogen und das Gabelstück nicht aussergewöhnlich kräftig, so wird letzteres **zusammengezogen** (verspannt), und es kann derselbe Unfall eintreten wie vorher beschrieben.

Was die **Dauer der Betriebsstörung** durch den beschriebenen Unfall betrifft, so waren durch das Losnehmen der Treibstange bereits 1½ **Tag** verloren. Der Transport von Treibstange und Kreuzkopf nach der Maschinenfabrik, das Richten, Nachhelfen der Teile, Rücktransport und wieder Einbauen nahmen **4 Tage** in Anspruch, so dass der **Betriebstillstand** im Ganzen 5½ **Tage** währte.

Selbstverständlich wurden vor Wiederingangsetzung der Maschine alle Teile derselben genau untersucht, um festzustellen, ob nicht andere Teile der Maschine Schaden genommen hatten.

16tes Beispiel. (Gebrochene Kreuzkopfschraube.)

Eine Kompounddampfmaschine von folgenden Dimensionen

Durchmesser des Hochdruckcylinders	*250 mm,*
„ „ *Niederdruckcylinders*	*400* „
Gemeinschaftlicher Hub	*450* „
Umdrehungszahl pro Minute . . .	*330*
Dampfdruck	*12 kg pro qcm*
Indizierte Pferdestärken	~ *80*

diente zum Betrieb eines Dynamos von 48 Kilowatt Leistung und ist direkt mit diesem gekuppelt.

Der Hochdruckcylinder ist mit einer von einem Achsenregulator, Patent „Stein“, beeinflussten Kolbensteuerung versehen, während der Niederdruckcylinder mit Kolbensteuerung, System „Joy“ ausgerüstet ist. Das Eigenartige dieser Steuerung besteht darin, dass der Antrieb des Schiebers nicht durch ein Excenter, sondern durch die Pleuelstange selbst bewirkt wird.

In Anbetracht der hohen Tourenzahl ist es ein Gebot der Notwendigkeit, dass die Maschine trotz der vorhandenen Schmiervorrichtungen öfters und reichlich von Hand abgeschmiert werden muss. Trotzdem zeigten sich mehr oder weniger gefährliche „Brandenburger“ in reichlicher Menge. So auch kürzlich. Die Maschine hatte die ganze Nacht ohne Unterbrechung gelaufen und war gegen Morgen auf einige Zeit ohne Aufsicht geblieben, als plötzlich das elektrische Licht verlöschte und die Maschine von selbst still stand. Der mit der Wartung der Maschine vertraute Mann stürzte herbei und drehte schleunigst das Absperrventil zu.

Der aus dem Maschinenraum hervordringende Brandgeruch liess deutlich die Ursache der Betriebsstörung erraten, die Maschine hatte sich wieder einmal **heissgelaufen.**

Nachdem man zunächst die Notbeleuchtung angesteckt hatte, brachte man den Reserve-Dampfdynamo in Betrieb und untersuchte dann die so plötzlich erkrankte Maschine.

Es zeigte sich nun bald, dass der Kreuzkopf der Niederdruckseite bombenfest in der Geradführung sass. Er hatte sich also nach und nach derartig heissgelaufen — infolge mangelhafter Schmierung —, bis er schliesslich festbrannte und die Maschine von selbst stoppte. Man kühlte nun die erhitzten Teile, löste die Führungsleisten der Geradführung und bearbeitete dann die gefressenen Gleitflächen auf die übliche Weise. Da man an der Maschine weitere Schäden nicht entdeckte, so hielt man die Sache für erledigt.

Nach einer Reihe von Tagen wurde die Maschine wieder in Betrieb gesetzt, doch schon nach einigen Stunden zeigten sich besorgniserregende **Stösse** und man stellte die Maschine ab. Bei der nun folgenden Untersuchung ergab sich, dass ein **Schraubenbolzen** des Kreuzkopfes **gebrochen** war (***Fig. 57—58 bei a***), und zwar war der Gewindezapfen mit daraufsitzender Mutter abgerissen und der Bolzen dann aus dem Kreuzkopf herausgefallen.

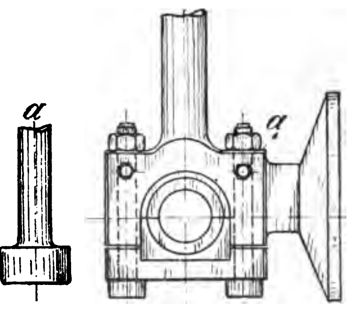


Fig. 57—58.
Gebrochene Kreuzkopfschraube.

Die Besichtigung des Bolzens ergab nun, dass derselbe bereits einen alten Bruch aufwies und bringt man denselben mit dem vorher stattgefundenen Festbrennen und dadurch bedingten plötzlichen Stillstehen der Maschine in Verbindung.

Da man nun von den kleineren Maschinenteilen Reservestücke vorrätig hatte, so konnte man den gebrochenen Bolzen gegen einen neuen einwechseln und nach einigen Stunden war die Maschine bereits wieder in Betrieb.

17tes Beispiel. (Gebrochener Kreuzkopfzapfen.)

Es handelt sich hier um die Betriebsmaschine eines Dampfbootes. Dieselbe ist als stehende Zwillingsmaschine ausgeführt. Hier zeigten sich während der Fahrt plötzlich **heftige Stösse** in der Maschine und man stoppte schleunigst. Bei der Untersuchung fand man, dass sich ein Gleitschuh des Kreuzkopfes gelöst hatte und zwischen Geradführung und Pleuelstange geraten war. Dadurch wurde der Gleitschuh (Rotguss) stark verbeult und verbogen.

Weiter wurde der Kreuzkopfzapfen verbogen und der Gewindezapfen abgebrochen *(Fig. 59)*.

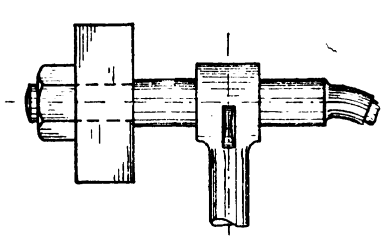


Fig. 59. Gebrochener Kreuzkopfzapfen.

Die auf den Zapfen gehörige Mutter fand man unter der Maschine liegen, woraus hervorgeht, dass sich die Mutter zuerst gelöst und herabgefallen war. Nun konnte der Gleitschuh ungehindert vom Kreuzkopfzapfen herabgleiten. Ein unglücklicher Zufall wollte es, dass derselbe zwischen Pleuelstange und Geradführung geriet, wodurch obige Zerstörungen entstanden. Das Entfernen des gewaltsam in die Geradführung gepressten Gleitschuhes gestaltete sich ziemlich schwierig, auch wurde dabei noch ein Stück von der Verstärkungsrippe der Geradführung herausgebrochen. Sonst wies die Maschine weitere Beschädigungen nicht auf.

Um nun ohne fremde Hülfe den Hafen zu erreichen, dampfte man mit nur einem Gleitschuh langsam zurück. Im Hafen angekommen, entfernte man den gebrochenen Bolzen und drehte schnellstens einen neuen.

Den verbogenen Gleitschuh musste man, da kein Ersatz vorhanden, gerade richten und vorläufig wieder einbauen. Am anderen Morgen lag das Boot bereits wieder klar zum Fahren.

Die Kurbelwelle.

Ein **Bruch der Hauptachse** gehört zu den schwersten Unfällen; der Versuch, eine gebrochene Achse betriebssicher zu reparieren, ist wohl stets misslungen.

Die Ursache der meisten Achsenbrüche (abge-

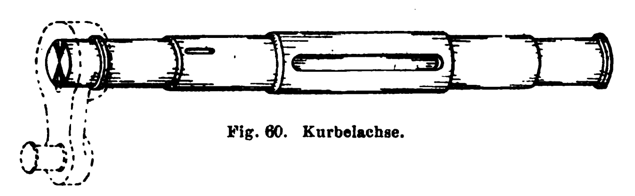


Fig. 60. Kurbelachse.

sehen von sehr alten Maschinen) ist auf **fehlerhaftes Material** zurückzuführen.

18tes Beispiel. (Bruch einer Kurbelwelle.)

Eine **Walzenzugmaschine** (mit einer Turbine gekuppelt) befand sich seit sechs Jahren in flottem Betriebe; angehängt waren drei Stück 550er Feinblechstrassen, und gab der Gang der Maschine zu keinem Bedenken Anlass, so dass man sich entschloss, **noch eine vierte Walzenstrasse** der Maschine aufzubürden.

Dieselbe war jedoch kaum einige Tage in Betrieb, als der Maschinist Unregelmässigkeiten an der Maschine bemerkte, jedoch noch bevor er die Maschine durch Absperren des Dampfes zum Stillstand brachte, **brach die Kurbelachse** an der Stelle zwischen Schwungrad und hinterem Lager; infolgedessen schlug der Kranz des Seilschwungrades auf die Grube auf und erlitt dabei nicht unerheblichen Schaden.

In *Fig. 61—63a* ist die **Bruchstelle** der Achse eingezeichnet.

Der Achsenbruch selbst bot nun eine wunderbare, aber nicht seltene Erscheinung; wie *Fig. 61—63* zeigt, ist die

Achse an der gebrochenen Stelle **hohl**, so dass das Material überhaupt nur an einem äusseren Ring von ca. 40 mm Breite zusammenhing.

Wie ist nun **die Höhlung in die Achse hineingekommen?**

Um diese Frage zu beantworten, müssen wir uns den Gang der Herstellung einer solchen Achse vergegenwärtigen. Das Material derselben ist Flussmetall, die Entscheidung,

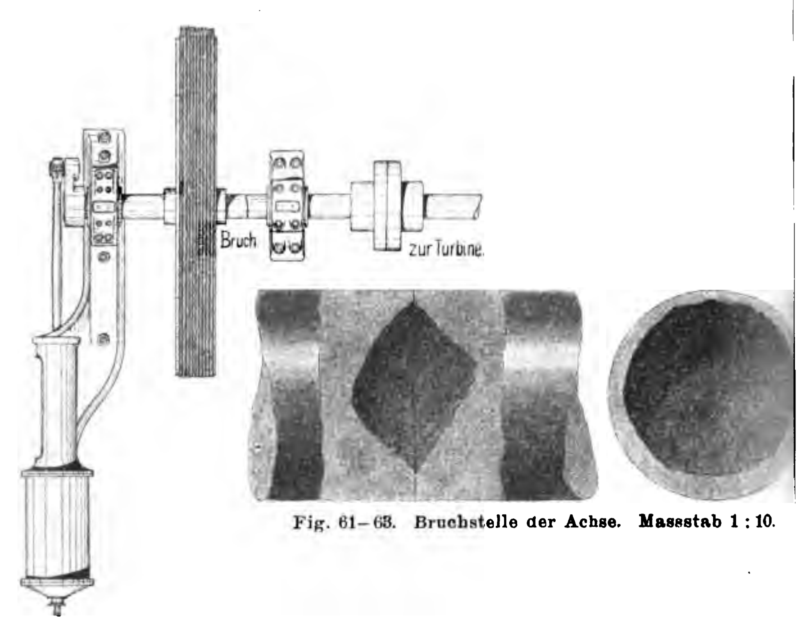


Fig. 61—63. Bruchstelle der Achse. Massstab 1 : 10.

Fig. 63a. Achsenbruch einer Walzenzugmaschine.

ob Bessemer-, Thomas- oder Martinmetall, ist von nebensächlicher Bedeutung, da die Entstehung des Hohlraumes bei sämtlichem Flussmetall auf die nämlichen Ursachen zurückgeführt werden muss. Immer wird das flüssige Metall aus der Giesspfanne in gusseiserne Formen (sogen. Coquillen) gegossen, in welchen dasselbe erstarrt. Diese gusseisernen Formen sind abgestumpfte Pyramiden, an den Ecken etwas abgerundet und nur sehr schwach verjüngt. Sie sind oben und unten offen und werden beim Giessen auf eine gusseiserne Platte als Unterlage gestellt.

Die Grösse der Blöcke richtet sich nach der Form und Grösse des Erzeugnisses und der Grösse des vorhandenen Kalibers. Diese Coquillen nehmen den flüssigen Stahl aus der Giesspfanne auf, und erkaltet derselbe zuerst an dem Umfange infolge der Wärmeentziehung durch die metallene Gussform; zugleich beginnt das erstarrte Material zu schwinden, d. h. seine Abmessungen beim Erstarren und des darauf erfolgenden Erkaltens zu verringern. Das Erkalten des Inhaltes schreitet immer mehr nach der Mitte des Blockes fort, wobei sich das erstarrende Material an die schon vorhandenen Krusten ansetzt und dieselben immer mehr an Dicke zunehmen. Hand in Hand mit der Erstarrung und Abkühlung, also mit der Bildung der Rinde, findet aber auch der Schwindungsvorgang statt, das Material verkleinert sein ursprüngliches Volumen mehr und mehr, und die Folge davon ist, dass an der Stelle, wo das Metall am längsten flüssig ist, schliesslich Materialmangel eintritt und ein **Schwindungshohlraum** entsteht. Dieser Schwindungshohlraum befindet sich bei prismatischen Blöcken in der Regel in der Nähe der Achse, bei anderer Form des Gussstückes stets in der Mitte des stärksten Querschnittes. Je grösser der Schwindungskoeffizient ist, desto mehr machen sich diese Missstände bemerklich, und da namentlich hartes manganhaltiges Flussmetall eine grosse Schwindung zeigt, so treten auch hier grössere Hohlräume auf; selbstverständlich spielen jedoch Temperatur und Grösse des Blockes hier eine wichtige, nicht zu unterschätzende Rolle.

Diese

Entstehung von Hohlräumen

ist auch dann nachteilig für die spätere Verwendung, wenn das Material auch einer späteren mechanischen Bearbeitung in sehr erhitztem Zustande durch Schmieden, Walzen oder Pressen unterworfen wird, da diese Hohlräume durch genügenden Druck sich wohl zusammendrücken lassen, aber nur in den seltensten Fällen geschieht es, dass die Wände dieses luftleeren Hohlraumes hierbei zusammenschweissen.

Ist der auf das Arbeitsstück wirkende Druck ungenügend, so wird wohl eine Verringerung der Dimensionen des Hohlraumes stattfinden, aber verschwinden wird derselbe nicht. Nun ist aber das Flussmetall und namentlich der Flussstahl in niedrigerer Temperatur schmelzbarer als

das Schweisseisen, das letztere kann deshalb bei der mechanischen Bearbeitung viel höher erhitzt werden, eine viel kräftigere Schweisshitze erhalten, als das Flusseisen. Die Schlagwirkung des Hammerbärs ist deshalb bei dem **Schweisseisen** eine viel grössere, als bei dem Flusseisen. Beim Übergang zum Flusseisenbetrieb standen aber nur solche Hämmer zur Verfügung, deren Wirksamkeit wohl für Schweisseisen eine genügende war, sich aber bei den Formgebungsarbeiten für Flussmetall als unzulänglich erwiesen. Offenbar liegt hier ein solcher Fall vor. Das Material war ziemlich hartes Flussmetall, infolgedessen grosser Schwindungshohlraum und geringe Wirkung des Hammerbärs, also geringes Zusammendrücken des Hohlraumes, und hierzu kommt ausserdem noch, dass die Achse an der betreffenden Stelle durch Materialwegnahme sehr geschwächt war, so dass das Verhältnis des Hohlraumes zur Wandstärke um so misslicher wurde.

In neuerer Zeit ist die unzulängliche Wirkung des Dampfhammers bei grösseren Schmiedestücken aus Flusseisen allgemein erkannt worden und der Dampfhammer durch die langsamer, aber ruhiger und in längerem Zeitraume wirkende **Schmiedepresse** ersetzt worden, wobei die einzelnen Gefügeteilchen des Arbeitsstückes der stattfindenden Einwirkung bis in die Mitte des Querschnittes Folge geben können, während beim Dampfhammer die Schlagwirkung sich nur auf die äusseren Teile des Stückes erstreckt und um so ungünstiger ist, je geringer die Zeitdauer der Einwirkung, d. h. je grösser die Endgeschwindigkeit des Hammerbärs ist.

19tes Beispiel. (Gebrochene Kurbelwelle.)

Ein neu montiertes Walzwerk wird von einer ebenfalls neu in Betrieb genommenen **Reversier-Walzenzugmaschine** angetrieben, die ganze Anlage war erst seit wenigen Wochen in Betrieb, als eines Tages die 350 mm starke **Hauptachse der Walzenzugmaschine** brach, wie *Fig. 64* zeigt. Dieser Achsenbruch war insofern von besonderem Interesse, als die Bruchfläche *Fig. 64* nicht, wie bei den meisten Achsenbrüchen, senkrecht zur Achse selbst, sondern eine **schräge Richtung** genommen hat. Infolgedessen wurde durch die ungleichen Geschwindigkeiten beider Achsenflächen (die Dampfmaschine drehte sich nämlich noch

weiter, während das abgebrochene Stück der Hauptachse, auf welcher das eine Zahnrad sitzt, durch die Widerstände im Walzwerk bereits still stand) das Walzwerk 150 mm nach rechts und die Dampfmaschine 4 mm nach links gedrückt.

Der Unfall rief, ausser Neumontierung der Dampfmaschine und des Walzwerks, Richten der verbogenen Treibstange der Dampfmaschine, Einsetzen einer vorhan-

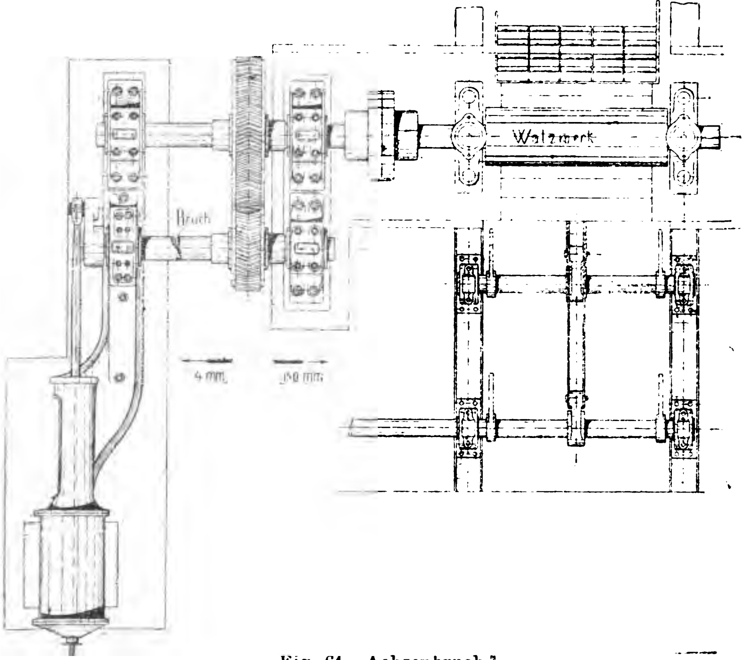


Fig. 64. Achsenbruch.

denen Reserveachse, sonst keinerlei Schäden hervor, so dass der Betrieb in ca. 10 Tagen wieder aufgenommen werden konnte.

Die Ursache war auch hier wieder eine Höhlung in der Achse, so dass letztere an der Bruchstelle nur einen ringförmigen Querschnitt von ca. 15—20 mm Wandstärke aufwies.

Der **Bruchquerschnitt** der Achse eines ähnlichen Unfalles ist in ***Fig. 65*** massstäblich gezeichnet.

Da die erwähnten Unfälle weit schwerere Folgen hätten haben können, so wird mancher fragen: Giebt es denn kein Mittel, die **Fehler schon bei der Bearbeitung der Achse zu erkennen?** Verrät uns der Klang durch Schlagen mit dem Hammer an verschiedenen Stellen des Wellenumfanges nicht die Höhlung? Die letzte Frage wird von Sachverständigen verneint.

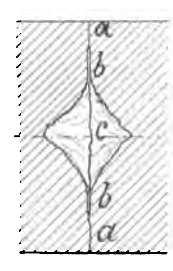


Fig. 65.
Genaue Form der Höhlung.
Massstab 1 : 10.

Es giebt bis jetzt nur eine Methode, sich **von der Güte der Achse zu überzeugen**, und diese ist bei Schiffsmaschinen schon längst gebräuchlich. Die Achsen der Schiffsmaschinen für Seedampfer werden **in ihrer ganzen Länge durchbohrt.** Die Arbeit ist durchaus nicht so schwierig, wie es dem Laien vielleicht erscheint. Sie bietet jedoch den Vorteil, dass Höhlungen, wie die erwähnten, schon in der Werkstatt erkannt und eine derartige Achse überhaupt keine Verwendung findet. — Da der Kern der Achse auf die Festigkeit derselben fast keinen Einfluss hat, so findet eine Schwächung durch das Ausbohren nicht statt.

Wie geduldig überhaupt eine Welle sein kann, zeigt uns folgender Vorfall.

20tes Beispiel. (Gebrochene Kurbelwelle.)

Eine Walzenzugmaschine von

Cylinderdurchmesser 650 mm,
Kolbenhub . . . 1000 „

hatte 20 Jahre lang ihre Schuldigkeit gethan. Bei Gelegenheit einer Reparatur fand man nun, dass die Achse in der Kupplung, welche dieselbe mit dem Walzwerk verbindet, **gebrochen** war. Wunderte man sich hierüber schon, so war man noch mehr erstaunt, als die Besichtigung der Achse einen ganz **alten Bruch** ergab.

Der in der einen Kupplungshälfte sitzende Achsenstumpf bestand aus zwei Stücken, wovon nur noch der eine in festem Zusammenhang mit der Hauptachse der Maschine stand. Die beiden anderen Stücke wären sicherlich herausgefallen, wenn dies nicht die Walzwerksachse verhindert hätte.

Zweifellos hat der Bruch der Achse schon vor Monaten oder Jahren stattgefunden, denn an der einen Seite *B* (*Fig. 68*) liess sich erkennen, dass sich Stück *B* einige Millimeter in die Bohrung der Nabe eingerieben, während an der gegenüberliegenden Stelle bei *A* eine Abnutzung nicht stattgefunden hatte. Bei *y* zeigte sich ein Spielraum von ca. 10 mm. Die inneren Flächen zeigten auch vollständig alten, verrosteten Bruch. Verfolgt man die in *Fig. 66* angegebene Drehrichtung der Achse, so kann

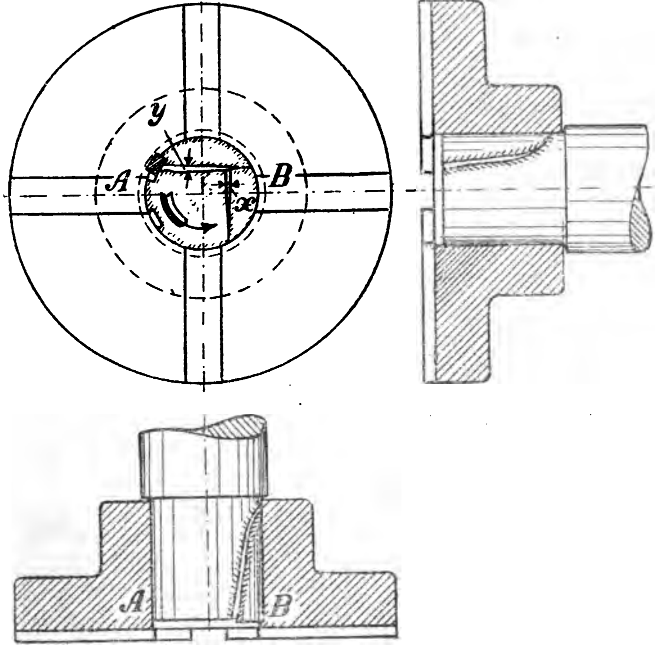


Fig. 66—68. Achsenbruch.

man sich vorstellen, wie die einzelnen Teile während des Arbeitens angelegen und das Drehmoment übertragen haben.

Eine Rechnung ergab, dass der noch an der Maschinenachse festsitzende Stumpf mit ca. 2000 kg pro qcm beansprucht wird, doch lässt sich eine derartige Rechnung sehr schlecht durchführen, da die Umstände, z. B. auftretende Stösse u. s. w., sich nicht gebührend berücksichtigen lassen.

Auch hier hiess es nun, wie bei allen Unfällen im Walzwerksbetriebe: „**Wir müssen unter allen Umständen weiter arbeiten**“, und blieb deshalb nichts weiter übrig, als folgende notdürftige Flickerei vorzunehmen. Eine Partie Stahlkeile von verschiedenen Stärken, passend in die Fugen *y* und *x* (*Fig. 66*), wurden hergerichtet, die Kupplungshälfte etwas angewärmt, die erwähnten Keile eingetrieben und dabei mit Hülfe von Anreisser und Schnur darauf geachtet, dass die Kupplung, so gut es das eben erwähnte Anreissen zuliess, möglichst winklig auf die Maschinenachse zu sitzen kommt. Durch das mehr oder weniger feste Eintreiben der Keile in die eine oder andere Fuge liess sich dieses zur Zufriedenheit bewerkstelligen.

Die so wieder zusammengebaute Maschine that denn auch wieder ihre Schuldigkeit einige Monate. Inzwischen traf die neu angefertige Maschinenachse ein.

21tes Beispiel. (Gekuppelte Kurbelachse.)

Eine **Eincylinderdampfmaschine** von

Cylinderdurchmesser . . . *300 mm*,
Kolbenhub . . . . *500* „ ,
Umdrehungen *70*,
Dampfdruck . . . . . . *7 Atm.*,

hatte seit fünf Jahren ihre Schuldigkeit gethan, die Erweiterung des Betriebes jedoch erforderte mehr Kraft. Man entschloss sich, die Maschine in eine **Zwillingsmaschine** umzubauen.

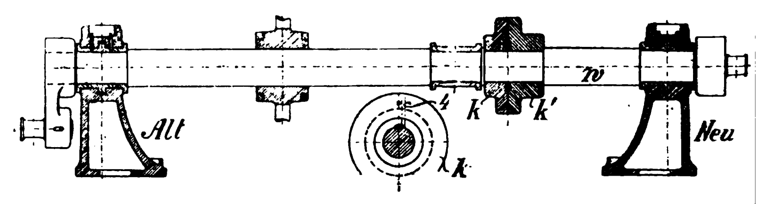


Fig. 69. Gekuppelte Kurbelachse.

Zu dem Zwecke wurde an der Hauptachse eine Verkupplung angebracht und so die alte Maschine mit der neu montierten Maschinenhälfte verbunden, wie in *Fig. 69* angedeutet. Das Inbetriebsetzen der Maschine bot keine Schwierigkeit, die Maschine ging ruhig, nur die **Regulierung** liess zu wünschen übrig. Jede Maschine besitzt einen indirekt wirkenden Regulator, welcher mittelst Guhrauer-

steuerung die Expansion einstellt. Die Regulatoren sind untereinander **nicht verbunden**, und so thut denn jeder, was er will. Einmal arbeitet die eine Maschinenseite mit grosser Füllung, die andere mit kleiner und umgekehrt.

Man sieht hieraus, dass man beide Regulatoren verbinden muss (oder nur einen Regulator anwendet und mittelst Hebelzugstange die beiden Steuerungen verbindet).

Nachdem die Maschine ca. 14 Tage ruhig gearbeitet, stellten sich Unregelmässigkeiten im Gange ein.

Zuerst **leichte Stösse**, verbunden mit Erzittern des Hauptgestänges. Mit der Zeit wurden die Stösse **immer heftiger**, das Vibrieren bezw. Zittern des Hauptgestänges immer toller, und nach acht Tagen war es unmöglich, die neue Maschinenseite zu benützen.

Der Empfänger hatte sich schon eingeredet, dass nur der Dampfcylinder die Schuld trägt, und verlangte einen neuen Cylinder, während der Lieferant nichts Auffallendes entdecken konnte, denn die Diagramme sind gut.

Es fand nun eine genaue Untersuchung statt.

Die starke Erschütterung bezw. das Zittern des Teiles der Hauptachse, welche an die neue Maschinenseite anschliesst, liess vermuten, dass die Kupplung einen Fehler hatte, man stellte die Maschine still und legte unter die Kurbel der neuen Maschinenseite einen Holzklotz, dann drehten vier Mann an dem Schwungrad ruckweise, jedoch zeigte sich keine Verschiebung der Kupplungshälfte k *(Fig. 69)* gegen das neue Achsenstück w. Nun wurde der Lagerdeckel des mittleren Lagers abgenommen und hier fand sich die Ursache. Während des Wuchtens am Schwungrad fand ein **Verschieben** der alten Welle gegen die Kupplungshälfte k um 4 mm an Umfang statt.

Nachdem dieser Fehler entdeckt, ergaben weitere Nachforschungen, dass die Kupplung nicht warm aufgezogen war.

Die wechselnden Beanspruchungen, welche derartige Kupplungen ausgesetzt sind (indem einmal die linke und einmal die rechte Seite des Anzugkeiles zum Anliegen kommt), bedingen immer eine warm aufgezogene Kupplung, da sonst, wie im obigen Beispiel, nach einigen Wochen Betriebszeit ein Lösen der Kupplung eintritt. — Die Kupplungshälfte k wurde durch eine neue ersetzt und letztere warm aufgezogen, seit der Zeit geht die Maschine tadellos.

Die gekröpfte Kurbelachse.

Gekröpfte Kurbelachsen finden besonders für stehende und kleinere liegende Maschinen Anwendung.

Für Maschinen, welche Erschütterungen zu ertragen haben (Walzenzugmaschinen) und solche, bei denen die



Fig. 70. **Gekröpfte Kurbelachse.**

ganze Maschine nicht starr mit Fundament verbunden ist (Schiffsmaschinen), ist die aus einem Stück hergestellte gekröpfte Kurbelachse unzulässig. Falsche Anwendung bezw. Konstruktion kann sehr leicht Achsenbruch zur Folge haben, wie nachstehender Fall zeigt.

22tes Beispiel. (Gebrochene Kurbelachse.)

Es handelt sich um zwei vollständig voneinander unabhängige, stehende Eincylindermaschinen, die zum direkten Betriebe einer **Pumpenanlage** vor ca. $1^1/_2$ Jahren geliefert waren. Die Abmessungen der Maschinen und Pumpen sind folgende:

Dampfcylinderdurchmesser . .	*400 mm,*
Hub	*400* „
Pumpenkolbendurchmesser . .	*492* „
Hub	*350* „
Tourenzahl	*50 pro Minute,*
Dampfdruck	*7 Atm.*

Jede Maschine betreibt, wie aus *Fig. 71* ersichtlich, zwei Pumpen und sollen je zwei Pumpen pro Minute 6300 l Wasser auf eine Förderhöhe von 16 m drücken.

Im Anfange vorigen Monats sind nun an **beiden Maschinen** (nach Aussage des Maschinisten **zu gleicher Zeit**) die Kurbelwellen an der in *Fig. 72—73* mit *a* bezeichneten Stelle gebrochen.

Während bei der einen Welle der Riss nur bis zur Hälfte der Wange geht, war bei der anderen der Zusammenhang gänzlich unterbrochen, so dass diese Maschine gänzlich ausser Betrieb gesetzt werden musste.

Bei Untersuchung der Maschinen fand sich, dass der obere Kreuzkopfzapfen ziemlich rissig war. Sonstige Deformationen zeigten sich nicht.

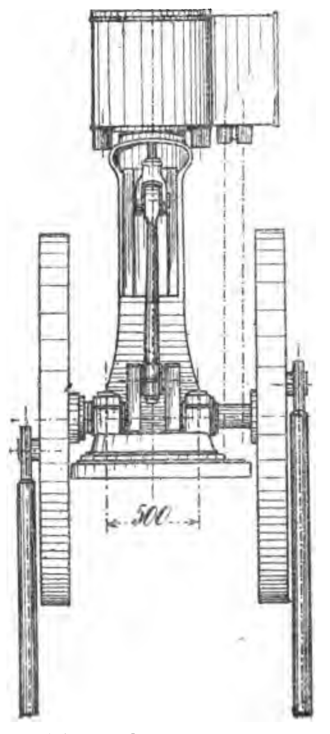


Fig. 71. Pumpmaschine.

Es hatte dies wohl seinen Grund darin, dass die **Centralschmierung** absolut nicht funktionierte wegen des langsamen Ganges der Maschinen; denn dieselben machten statt der vorgeschriebenen 50 Touren nur 15 pro Minute. Die Maschinen sind nach Aussage des Maschinisten immer gleich lange in Betrieb gewesen, es könnte höchstens um 24 Betriebsstunden differieren. Ferner ist der Riss überhaupt erst beim Stillsetzen der Maschinen bemerkt worden, doch will der Maschinist schon länger beobachtet haben, dass beide Kurbeln je nach ihrer Stellung **einmal zusammengedrückt** und dann wieder in entgegengesetzter Stellung auseinander gezogen wurden. — Ein Blick auf *Fig. 72* zeigt uns, dass die Wellen an der Seite gebrochen sind, wo sich die Excenter befinden. Die Lager befinden sich auf beiden Seiten gleich neben den Kurbeln, und ist also das Schwungrad, in welches der Zapfen für den Angriff der Kolbenstange für die Pumpe excentrisch eingesetzt ist,

an der Excenterseite bedeutend weiter vom Lagermittel entfernt, als auf der andern Seite der Welle. Es ist dies wohl Grund dafür, dass die Wange auf dieser Seite brach, weil eben der **Hebelarm** hier ein viel grösserer ist.

Die Welle, bei der der Riss nur ungefähr bis zur Mitte ging, wurde mittelst eines **Schrumpfringes** notdürftig geflickt, wie ***Fig. 72—73*** zeigt. Beide Maschinen wurden nacheinander abgebrochen und so **umgebaut**, dass

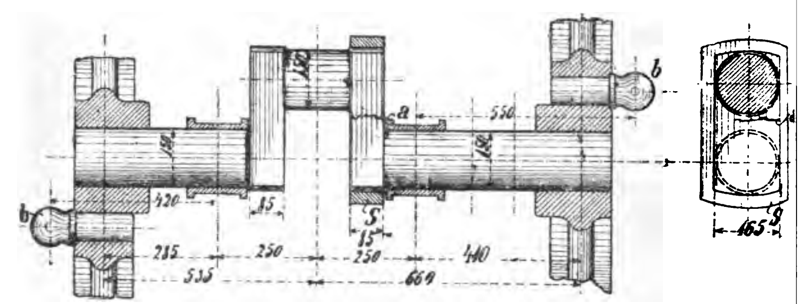


Fig 72—73. Riss in der Kurbelachse *a*. Reparatur durch Schrumpfband *S*.

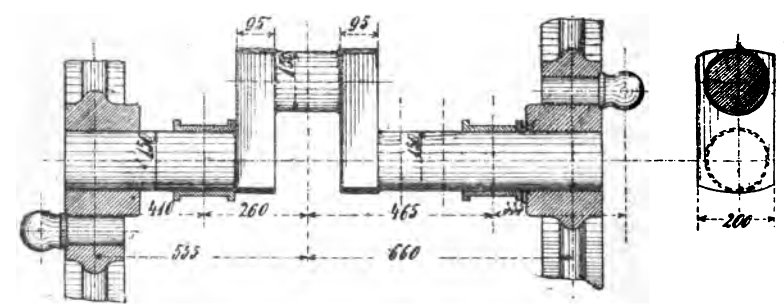


Fig. 74—75. Neue Kurbelachse (verstärkt) und Lagerentfernung vergrössert.

erstens eine neue, in den Schenkeln bedeutend stärkere Welle (***Fig. 74—75***), zweitens eine neue Grundplatte, neue Excenter, Excenterstangen und Führungsböcke für jede erforderlich wurden. — Das Lager an der Schieberkastenseite wird hinaus gerückt bis unmittelbar vor das Schwungrad, so dass die Excenter einwärts zu sitzen kommen; natürlich müssen letztere übersetzt werden, was mittelst Schwinge bewerkstelligt wird.

Die **neue Kurbelwelle** erhält die in ***Fig. 74—75*** eingeschriebenen Dimensionen.

Auch die neue Achse entspricht durchaus nicht den praktischen Erfahrungen. Betrachten wir die Kurbelachsen von Dampfmaschinen mit gekröpfter Kurbelachse, so weisen dieselben viel grössere Lagerentfernungen auf, auch wird überall dafür Sorge getragen, dass die Schwungräder mög-

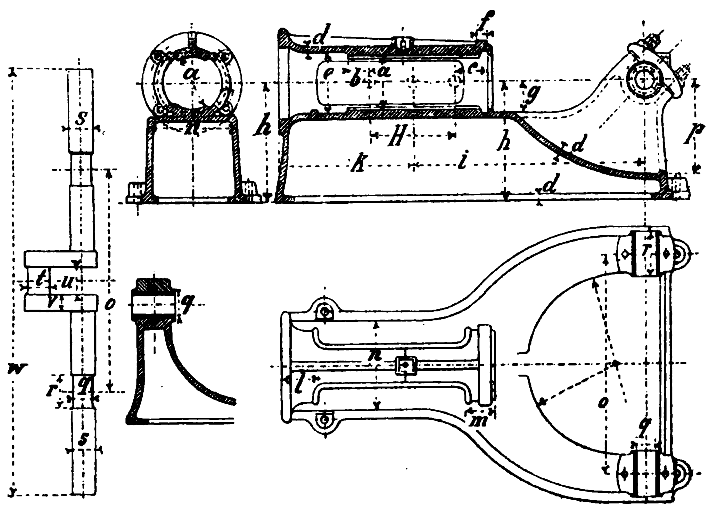


Fig. 76—80. Dampfmaschine mit gekröpfter Welle.

lichst dicht an den Hauptlagern sitzen. Besser (und in neuerer Zeit auch bei kleinen Maschinen vielfach angewandt) bewährt sich die Anordnung von drei Hauptlagern. Vergleichen wir die besprochene Maschine mit den üblichen Ausführungen der Dampfmaschinen, so ergiebt sich folgendes:

		Cylinderdurchmesser	Lagerdurchmesser q	Lagerentfernung o	$\frac{\text{Lagerentfernung } o}{\text{Lagerdurchmesser } q}$
Normale Maschine		90	45	410	9
„ „		110	50	450	9
„ „		150	65	580	9
„ „		200	80	720	9
besprochene Maschine	alte Achse	400	150	500	3,3
	neue Achse	„	„	720	4,8

Betrachten wir die Rubrik $\frac{o}{q}$, so fällt schon das ungünstige Verhältnis der besprochenen Pumpmaschine ins Auge. Auch nach dem Einbauen der neuen Achse dürfte ein sicherer Betrieb nicht erreicht werden.

Gerade beim Antrieb der Pumpen treten Stösse viel eher ein, als bei gewöhnlichem Riemenbetrieb.

Die durch Schrumpfband reparierte Achse wird dann auch wohl nicht lange ihren Zweck erfüllen.

Die Kurbelachse der Schiffsmaschinen.

Am gefährlichsten ist wohl der Achsenbruch der Maschine eines Seedampfers, wenn derselbe auf offener See eintritt. Hier muss unter allen Umständen eine Reparatur vorgenommen werden. So finden wir in ‚Stahl und Eisen‘ Nr. 18, 1893 folgenden interessanten Fall beschrieben:

23tes Beispiel. (Seedampfer.)

Auf dem der Cunardgesellschaft gehörigen Schraubendampfer „Umbria“ brach die Schraubenwelle, und zwar, wie *Fig. 81* zeigt, zwischen dem dritten und vierten Ring des Lagerzapfens. Der Oberingenieur Tomlinson liess, sobald die ersten Anzeichen des Bruches bemerkt wurden, die Maschine abstellen und eine sorgfältige Untersuchung vornehmen, bei welcher sich herausstellte, dass der Bruch längs des Hebels nahe an dem einen Ringe sich hinzog, dann diagonal zum nächsten Ringe und von hier noch ein Stück in der entgegengesetzten Richtung zurückging.

Um die Welle wieder gebrauchsfähig zu machen, wurden durch die zwei benachbarten Ringe je drei Löcher gebohrt, was bei dem beschränkten Raume eine **mühsame Arbeit** war, da immer nur fünf Mann gleichzeitig arbeiten konnten. Dieselben wechselten Tag und Nacht gruppenweise ab, und wurde auf diese Weise **72 Stunden lang ununterbrochen** gearbeitet.

Nachdem die Löcher fertig gebohrt waren, legte man ein Zugband um die gebrochene Stelle, steckte hierauf drei starke Schraubenbolzen durch die Löcher und zog mittelst zweizölliger Schraubenmuttern die beiden Teile zusammen. Um die ganze Verbindung noch weiter zu sichern, legte man um die Ringe und den Hals zwei entsprechende Zugbänder, *Fig. 82—83*. Überdies wurde noch eine starke

Kette um die Welle geschlungen und erstere, wie *Fig. 81* zeigt, an dem oberen Träger befestigt.

Am Morgen des 27. Dezember war die Reparatur beendet; man machte einen ersten Versuch, indem man die Maschine nur langsam laufen liess, aber zwei Stunden später brach einer der Bolzen. Die Auswechselung nahm abermals 16 Stunden in Anspruch. Nunmehr gelang es, die Geschwindigkeit allmählich auf $8^1/_2$ Knoten und dann

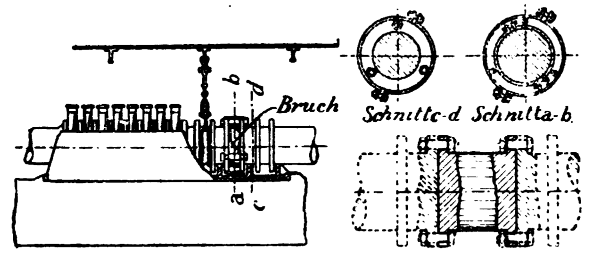


Fig. 81—84.

sogar auf $10^1/_2$ Knoten zu steigern. Am 30. Dezember erreichte das Schiff ohne weiteren Unfall Newyork. Die ganze Reparaturarbeit nahm somit 4 Tage in Anspruch. In Newyork beabsichtigte man zunächst die Welle durch eine neue zu ersetzen, ging aber später, da dieselbe in Amerika den dreifachen Preis gegenüber England gekostet hätte, wieder davon ab und besserte die alte Welle in der Weise aus, dass man das gebrochene Stück herausschnitt und durch ein entsprechendes Stahlstück ersetzte, das von dem zweiten bis zu dem fünften Ringe reichte und an beiden Enden Flanschen hatte, die durch Schrauben mit den benachbarten Ringen verbunden wurden *(Fig. 84)*.

Wenn **Achsenbrüche** an zwei gleichen noch nicht alten Maschinen an derselben Stelle eintreten, so kann man fehlerhafte Konstruktion und mangelhafte Ausführung annehmen.

24tes Beispiel. (Flussdampfer.)

Die Anordnung der Kurbeln dieser zwei fraglichen Dampfer ist in *Fig. 85—86* dargestellt.

Die Kurbel der Hochdruckseite und der Niederdruckseite sind durch eine sogenannte Schleppkurbel verbunden.

Die Hauptdimensionen sind folgende:

Durchmesser des Hochdruckcylinders . .	450 *mm*,
„ „ *Niederdruckcylinders* .	800 „
Gemeinschaftlicher Kolbenhub	800 „
Arbeitsdruck	6 *Atm.*

Alter der Maschinen 5 und 8 Jahre.

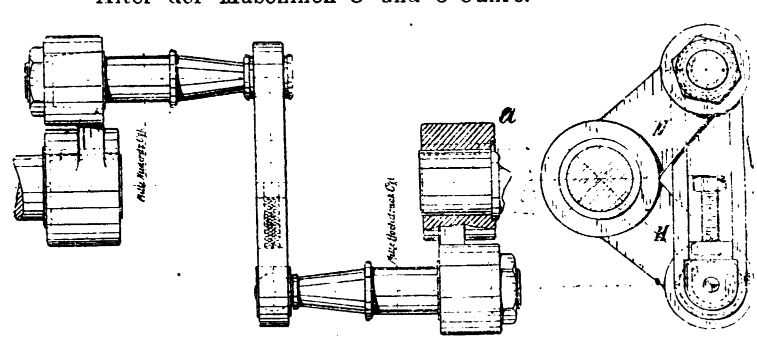


Fig. 85—88. Anordnung der Kurbeln. Massstab 1 : 18.
H bedeutet Hochdruck-, *N* Niederdruckkurbel.

Bei den ersten Umdrehungen der Maschine während der Abfahrt von Uerdingen brach die Welle des einen Dampfers. Der Bruch trat dicht an der Kurbel ein **(s. Fig. 85 bei a)** und ist die Bruchfläche in **Fig. 87** dargestellt.

Unter ähnlichen Umständen brach im September des Jahres 1893 die Welle der Schwestermaschine an derselben Stelle und ist die Bruchfläche in **Fig. 88** dargestellt.

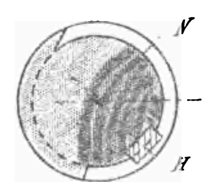


Fig. 87.
Bruchfläche der einen Maschine.

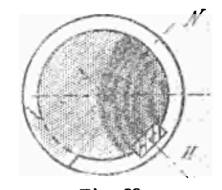


Fig. 88.
Bruchfläche der Schwestermaschine.

Die dunkelen Stellen in **Fig. 87 und 88** sind augenscheinlich alte Brüche und machen den Eindruck, als wenn sie sich nach und nach erweitert hätten, während die hellen Stellen in den Figuren einen gesunden, kernigen Bruch zeigen.

Das Hauptlager (Kurbelwellenlager).

Beschädigte Lagerläufe haben meistens Heisslaufen der Lager und Stossen der Maschine zur Folge, wegen

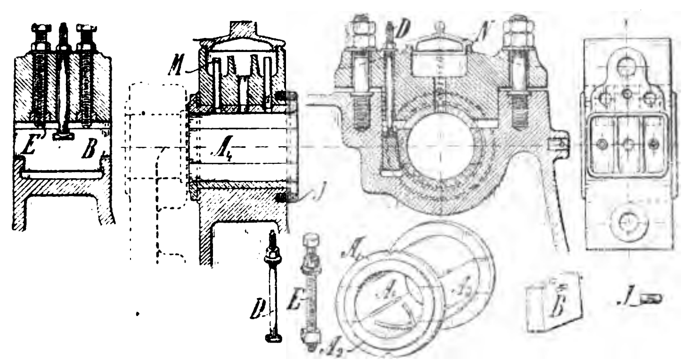


Fig. 89—97. Hauptlager gebräuchlicher Konstruktion für Horizontalmaschinen.

A Lagerschalen, *B* Stellkeil, *D* Stellschraube, *E* 2 Druckschrauben, *J* Arretierstifte der Lagerschalen, *M* Schmierröhrchen, *N* Schmiertopfdeckel.

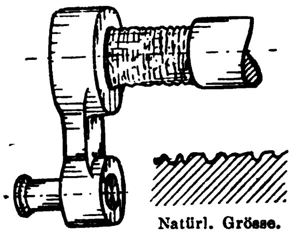
der rauhen Beschaffenheit der Laufflächen darf man die Lager nicht genügend fest anziehen, da sonst Festbrennen eintritt.

Das Nachfeilen und Nachschlichten eines solchen Lagerlaufes an Ort und Stelle führt in den meisten Fällen zu keinem Resultat. Die Achse wird etwas unrund, ein Schlag ist unausbleiblich, selbst wenn man auch die Lagerschalen mit grösster Genauigkeit erneuert.

25tes Beispiel. (Gefressener Lagerlauf.)

Eine 60pferdige Maschine zeigte den in *Fig. 98—99* dargestellten gefressenen Lagerlauf. Die Vertiefungen der eingefressenen Riefen betrugen bis zu $^3/_4$ mm. Die Lagerschalen selbst waren auch in äusserst schlechtem Zustande.

Man beschloss die Anfertigung neuer Lager und das Nacharbeiten des Lagerlaufes an Ort und Stelle. Zu letzterer Arbeit waren zwei Mann Tag und Nacht thätig und führten diese Arbeiten so genau wie möglich aus.



Natürl. Grösse.
Fig. 98—99. Gefress. Lagerlauf.

Nach Wiederinbetriebsetzen der Maschine zeigte sich ein Stossen der Maschine, viel heftiger, als vor der Reparatur; der Lagerlauf war unrund.

In solchen Fällen erscheint es immer am zweckmässigsten, die Achse auf die Drehbank zu nehmen und den Lagerlauf sauber nachzudrehen, sowie die Lager genau nach den alten Lagern zu bearbeiten und dann an Ort und Stelle aufzutuschieren.

26tes Beispiel.

An der auf Seite 18 schon beschriebenen Maschine, die Tag und Nacht lief, kam es häufig vor, dass die Hauptlager stark **warm liefen.** Der Maschinenmeister, unter dessen Aufsicht die Maschine stand, suchte einige Zeit die Erklärung hierfür und fand diese, als er zur Nachtzeit zu der Maschine kam und diese **150 Umdrehungen** pro Minute machen sah, während nur 100 Touren zulässig waren.

Bei dem Abnehmen der Lagerdeckel fand es sich, dass die Lagerläufe aussahen, als wenn **feines Gewinde** auf dieselben geschnitten sei. **Schmiernuten** waren in den Lagerschalen, die aus Rotguss mit Weissmetall ausgegossen bestanden, nicht mehr zu sehen. An einer Stelle lief die Achse schon auf dem Rotgusskörper, so dass neue Lagerschalen beschafft werden mussten. Die Lagerhälse wurden nachgedreht.

Für den schnellen Lauf der Maschine fand sich folgende Erklärung:

Der Luftkompressor lieferte für den untertägigen Betrieb von **Gesteinsbohrmaschinen** einer Grube Druckluft von 6 Atm. Uberdruck. Nun kam es aber vor, dass in der Grube zwecks Ventilation und Vertreiben des vom Schiessen herrührenden Dampfes ein Absperrventil an der

Luftleitung so weit geöffnet wurde, dass mehr Luft ausströmte, wie der Luftkompressor ersetzen konnte. Infolgedessen sank der Druck in der Luftleitung und in den Luftreservoiren um mehrere Atm. herab.

Da an der Maschine ein **Regulator fehlte,** so ging dieselbe nach der Entlastung zu einer grösseren Tourenzahl über und behielt dieselbe bei, solange der Maschinist die von Hand verstellbare Füllung des Dampfcylinders nicht änderte.

Der Maschinist war aber zugleich Heizer und betrat nur von Zeit zu Zeit den vom Heizraum etwas abgelegenen Maschinenraum.

27tes Beispiel. (Gebrochene Kurbelwelle.)*)

Fig. 100—104 zeigen den Lagerhals einer Balancier-Zwillingsmaschine in zwölfmonatlichen Zwischenräumen

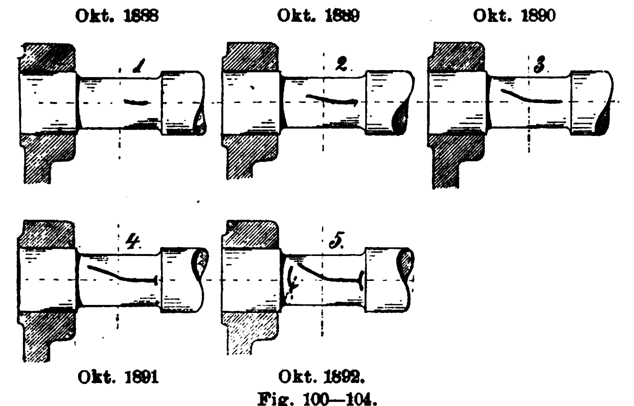


Fig. 100—104.

1888 bis 1892. Das Material war Schmiedeeisen. Kolbengeschwindigkeit der Maschine betrug 1,9 m pro Sekunde. Die Beanspruchung war 820 kg pro qcm. Die Maschine hatte bis zum Bruch des Lagerhalses 123 Millionen Umdrehungen gemacht. Der **Bruch** trat ein im Oktober 1892.

Die **Beanspruchung** von **820** kg pro qcm kann allerdings als sehr hoch gelten. Für eine derartige Beanspruchung, wie sie beim Lagerhals einer Hauptachse stattfindet, giebt die Bachsche Tabelle 300 kg pro qcm an. Trotzdem kann man nicht ohne weiteres behaupten, dass diese Achse infolge zu starker Beanspruchung unbrauchbar wurde, denn bei gutem Schmiedeeisen ergiebt sich immer noch eine vierfache Sicherheit.

*) Engineering 1897, S. 26.



28tes Beispiel. (Gefressener Lagerlauf.)

Für eine Spinnerei wurde vor einiger Zeit eine zweicylindrige Maschine von 450 indiz. Pferdestärken in Betrieb gesetzt. Nach einiger Zeit stellte es sich heraus, dass diese Maschine dem Bedarf nicht mehr genügte, und es wurde eine zweite Maschine angeschafft, von genau denselben Dimensionen.

Beide Maschinen wurden an eine Welle gekuppelt, welche eine Seilscheibe von 7 m Durchmesser und 2,3 m Breite trug. Bei der Montage der zweiten Maschine liess man sich aber mit dem **Trockenwerden** des **Fundaments** nicht genügend Zeit, und die unausbleibliche Folge davon war, dass die neue Einmauerung dem bedeutenden Drucke und Gewichte ohne ein Nachgeben nicht gewachsen war, und sich **senkte.** Als nun die Maschine in Thätigkeit kam, war man trotz bester und reichlichster Schmierung nicht imstande, eine normale Wärmetemperatur für das rechte Grundlager halten zu können, und eines Tages wurde das **Lager heiss,** und der gefürchtete Brandenburger war da.

Da die Maschine nicht gestoppt werden konnte, so hatte man vorher versucht, durch starkes Zuführen von kaltem Wasser, die Katastrophe nach Möglichkeit hinauszuschieben.

Als man dann die Maschine in Ruhe setzte, zeigte es sich, dass der Lagerhals der Achse drei **Längsrisse** aufwies *(s. Fig. 105 bei a)*, deren Rinde nach aussen hin aufklaffte, und so gleichzeitig als Schaber wirkte. Diese Risse wurden sorgfältig abgefeilt und in leicht halbrunde Nuten verwandelt.

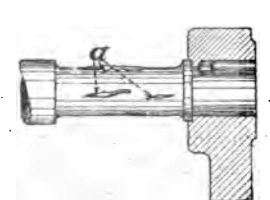


Fig. 105. Längsrisse im Lagerhals.

Gleichzeitig machte man an dem Ende eines jeden Risses einen feinen Körnerschlag, um eine etwaige spätere Verlängerung leicht konstatieren zu können. Das **Lager** wurde durch ein **neues** ersetzt, und soweit wäre ja nun der Schaden zwar geheilt, aber die Ursache doch nicht beseitigt worden.

Das Heben und in die Wage bringen der Maschine liess sich aus verschiedenen Gründen nicht machen, und so musste wohl oder übel mit dem Schiefbleiben gerechnet

werden. Die Hauptsache bestand dann wie früher darin, dass das zweite Lager infolge des noch immer vergrösserten Druckes sich wieder warm laufen würde. Der nächste Ausweg blieb nur allein der, noch ein Lager in der Nähe der gefährlichen Stelle anzubringen.

Wie *Fig. 106* zeigt, war von Aussenkante Seilscheibe bis Innenkante Lager ein freier Raum von ca. 800 mm vorhanden. Die Achse selbst lief nach der Lagerstelle konisch zu. Ein Lager nach normalen Ausführungen liess sich also da nicht verwenden. Aber wenn einer sich nicht zu helfen weiss, so ist er nicht wert, dass er in Verlegenheit gerät, und man wusste sich da zu helfen.

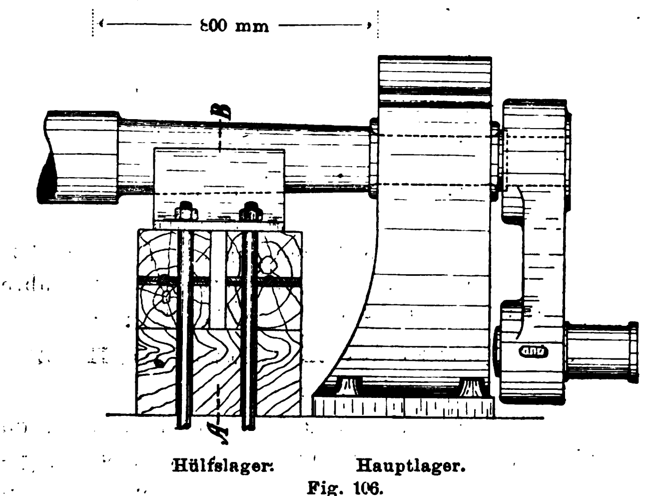


Fig. 106.

Man baute nämlich eine feste Unterlage aus Kreuz- und Querbalken *(s. Fig. 106—108)*, welche auf dem Fundament durch vier Stück $1^1/_4$" Schrauben festgehalten wurden. Auf diese Balken kam dann ein gusseiserner, an den Seiten geschlossener Kasten, in welchen drei Rippen aus 20 mm Quadrateisen eingenietet wurden, welche wieder die Achse selbst excentrisch umgaben. Dieser Kasten wurde in eine entsprechende Entfernung von Unterkante Achse gesetzt und dann mit Weissmetall ausgegossen.

Um nun bei einer eintretenden Abnutzung eine gut nachstellbare Führung zu haben, schnitt man die letzte Querbalkenlage keilförmig auseinander *(s. Schnitt A—B,*

Fig. 107) und schraubte an ihre Berührungsflächen ein dünnes Blech an. Vermittelst der beiden $^3/_4$" durchgehenden Schrauben, welche in ovalen Löchern sassen, konnte man jederzeit ein bequemes Nachstellen vornehmen. Dieses

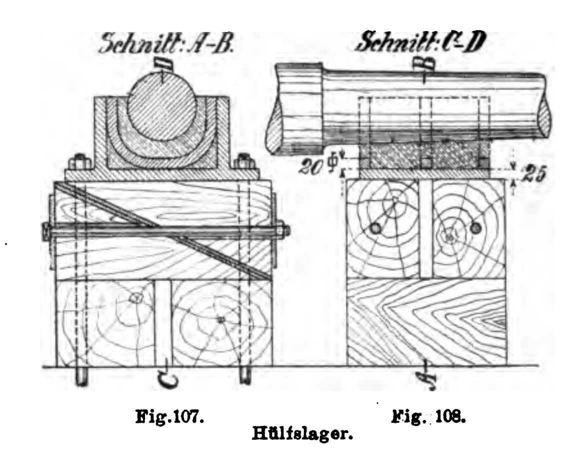


Fig. 107. Fig. 108.
Hülfslager.

zweite Lager, welches eine Länge von 500 mm hat, hat sich bis jetzt gut bewährt. Es läuft bereits mehrere Jahre und ist ein Warmlaufen nicht mehr vorgekommen.

Beim **Ausgiessen der Lagerschalen mit Weissguss**

soll man vorsichtig zu Werke gehen und die Schalen genügend erwärmen. Bei nicht sachgemäss ausgegossenen Lagern kann während des Betriebes eine Bewegung des Weissmetalls bei *n* *(Fig. 109 a)* beobachtet werden. Die Ausführung nach *Fig. 109* soll das erwähnte Übel beseitigen.

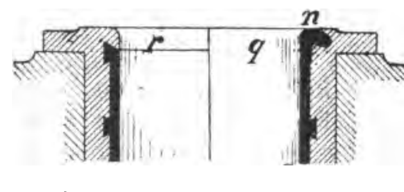


Fig. 109. Fig. 109a.

Es ist auch gestattet, das Lager an Ort und Stelle mit Weissguss auszugiessen; mir sind verschiedene Fälle bekannt, wo dieses ohne Schwierigkeit gelang. Es gehört jedoch Übung dazu.

Das **Ausgiessen des Lagers** mit Weissguss.

Schwungradwellenlagern, welche direkt in dem Rahmen ausgegossen werden, ohne dass man dieselben nachher ausbohrt, begegnet man hin und wieder, dieselben sind zumeist zweiteilig, seltener dreiteilig. Auch hier werden die Nuten zum Festhalten des Metalles rechtwinkelig eingegossen und später spitzwinkelig gearbeitet.

Nachdem der Deckel eingepasst ist, wird das Lager auf der Bohrbank rauh ausgebohrt, die beiden Ränder *a* und *b* *(Fig. 110)* gedreht und auf Breite geschnitten,

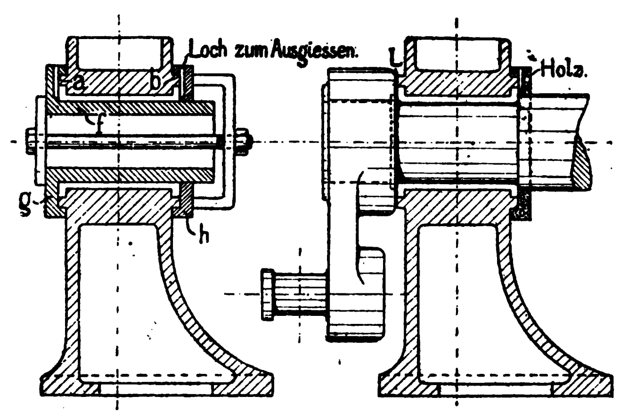


Fig. 110. **Fig. 111. Ausgiessen der Lager mit Weissguss.**

sodann werden Passstücke *c*, *d* und *e* *(Fig. 112)* für den Anzug, und Bleche, um das Lager mehrteilig zu behalten, eingelegt (die Bleche müssen mit Durchlässen für das Metall versehen sein), der Dorn *f* *(Fig. 110)*, um welchen das Lager ausgegossen werden soll, wird mittelst Schrauben und Spanneisen befestigt.

Da die Ränder *a* und *b* *(Fig. 110)* gedreht sind und die beiden Flanschen *g* und *h* genau darauf schliessen, so ist das Lager nach dem Guss **wagerecht** und **rechtwinkelig** zu erwarten. In den beiden Flanschen

g und *h* befindet sich ein Loch zum Eingiessen des Metalles. Der Rahmen mit Deckel wird gut angewärmt, und der Guss geht in erwähnter Weise vor sich. Nach dem Erkalten wird der Dorn herausgetrieben, die Durchlässe durchschnitten, der Deckel abgeschraubt und die Welle eingeschabt.

Ist ein solches Lager nun unbrauchbar geworden, so kann dasselbe an **Ort und Stelle ausgegossen** werden. Man hebt die Schwungradwelle soviel an, dass man das alte Metall mit Hammer und Meissel

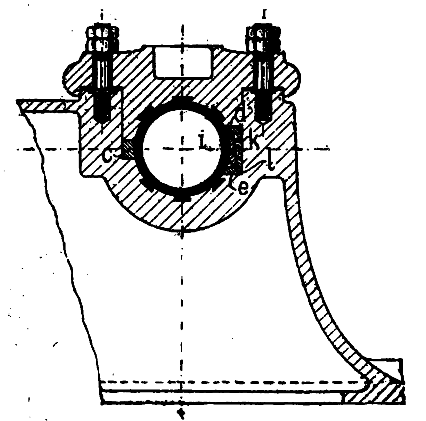


Fig. 112. Ausgiessen der Lager.

bequem aus dem Rahmen entfernen kann. Excenter oder Steuerräder werden dann bei Seite geschoben (wenn zweiteilig, ganz entfernt), die Welle wird in zwei kräftigen Balken gelagert und genau ausgerichtet. Darauf legt man Passstücke *c*, *e* und *d* ***(Fig. 112)*** und Bleche, welche mit Löchern zum Eingiessen versehen sind, auf dieselben ein. An der Schwungradseite wird eine zweiteilige **Holzscheibe**, wie in ***Fig. 111*** gezeichnet, angebracht, der **Rahmen angewärmt** und die Kurbel, sowie Holzscheibe gut mit **Lehm** verschmiert, die Bleche tüchtig belastet, und der Guss für den unteren Lagerteil kann beginnen.

Ist dies geschehen, so wird das Metall nach dem Erkalten und der Entfernung der Bleche bis auf halbe Höhe der Passstücke abgearbeitet, Bleche, wie in *Fig. 112*, zwischengelegt, wovon nur das Blech *d* mit Durchlässen versehen ist, der Lagerdeckel aufgeschraubt, angewärmt und verschmiert, und der Einguss geht auf der Schwungradseite vor sich, wozu sich in der Holzscheibe das Loch befindet.

Nach Vollendung des Gusses werden zwei schlanke Flachmeissel unter den Lagerdeckel getrieben, um die Durchlässe, welche mit dem Lagerteil in Verbindung stehen, zu sprengen. Darauf hebe man den Deckel ab, entferne das Passstück *d*, ziehe den Stellkeil *k* heraus (in demselben befinden sich zwei Löcher mit Gewinde), drücke den Stellkeil *l* zurück, und der Lagerteil *i* ist frei. Das Lager wird nun ausgeschabt, auftuschiert, zusammengebaut, und die Maschine kann rundgehen.

29tes Beispiel. (Heisslaufen des Hauptlagers.)

Durchmesser des Hochdruckcylinders . .	*360 mm,*
„ „ *Niederdruckcylinders* . .	*540* „
Kolbenhub	*710* „
Umdrehungen	*80.*

Hauptlager der Hochdruckseite.

Ein **Warmlaufen** des Hauptlagers vom Tage der Inbetriebsetzung an, sowie ein eingetretenes **Heisslaufen** desselben (sogar bei nicht voller Belastung), liessen auch hier einen Ausführungsfehler vermuten.

Nach Abheben des Lagerdeckels fand sich denn auch eine wunderbare Ausführung. Die Lagerschalen schliessen an dem äussersten Umfang des Kragens bei *a (Fig. 113 u. 114)* **dicht an die Nabe der Kurbel** an, während sie unten Spiel haben.

Fig. 114 zeigt ferner, dass die Nabe der Kurbel 1 mm von dem Ansatz der Achse zurückspringt.

Nebenbei sei noch bemerkt, dass man das scharfe Eindrehen der Achse stets vermeidet. Als das oben erwähnte Fressen der Flächen *a* eingetreten, wurde der Kragen der oberen Hälfte der Lagerschalen etwas nachgefeilt; es ist jedoch unbedingt nötig, dass die Hauptlager

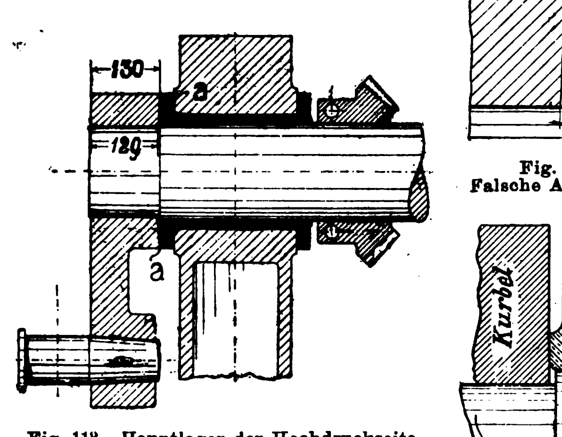


Fig. 113. Hauptlager der Hochdruckseite.

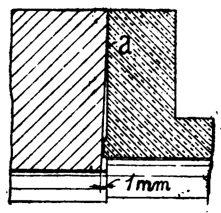


Fig. 114. Falsche Ausführun g.

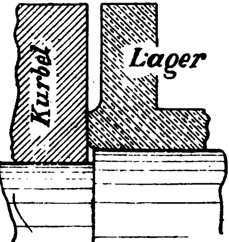


Fig. 115. Richtige Ausführung.

herausgenommen und auf der Drehbank nach *Fig. 115* nachgearbeitet werden, da sonst ein Heisslaufen und Fressen zu jeder Zeit wieder eintreten kann.

30tes Beispiel. (Stehende Maschine.)

Wie geduldig überhaupt ein Hauptlager sein kann, zeigt folgender Vorfall:

Eine vertikale Maschine von

Cylinderdurchmesser . . = *550 mm*,
Kolbenhub . . . . = *600* „
Dampfüberdruck . . . = *7 Atm.*

war **9 Jahre** im Betrieb und that ihre Schuldigkeit (abgesehen von etwas Schlag im Hauptlager) vollständig, obwohl sie für ihre Grösse überlastet war. Endlich wurde der

Schlag in dem zweiteilig ausgeführten Hauptlager **immer stärker**, man sah, wie die Welle an der Kurbelseite bei jedem Hub hin und her zuckte.

Diese Wackelei der Hauptachse und der damit verbundene Schlag gaben Veranlassung zum Einbauen neuer Lagerschalen. Die alten Lagerschalen zeigten nun eine wunderbare Form, wie in ***Fig. 117*** dargestellt.

Die Schalen hatten an einigen Stellen eine Wandstärke von 0,6 mm. Eine genaue Untersuchung ergab ferner, dass die Ursachen des Defektwerdens der Lagerschalen weniger im Verschleiss, als im **Zerdrücken des Lagermaterials** zu suchen war.

Das Material hatte sich gestaucht und gestreckt, und weshalb?

Die Auflagefläche an der äusseren Lagerschale war zu klein.

(Dieser Fehler findet sich nur zu häufig bei Lagern. Es wird ihm aber zu wenig Aufmerksamkeit geschenkt;

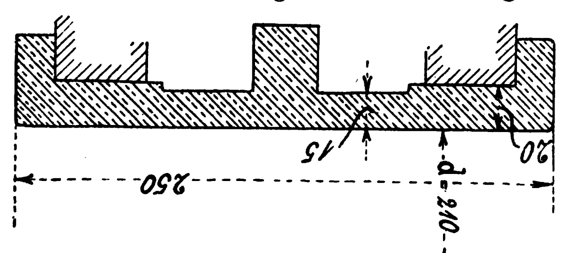


Fig. 116. In neuem Zustande.

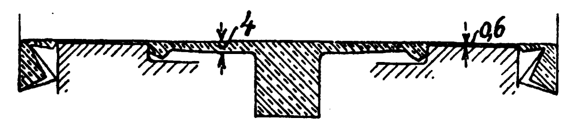


Fig. 117. Nach 9jährigem Betrieb.

man untersucht die Schalen nicht weiter und meint, sie sind verschlissen.)

Was lernen wir aus dem oben genannten Vorfall?

Die Schalen aller Lager, bei denen eventuell Stösse auftreten können, müssen möglichst **mit ihrer ganzen äusseren Breite auf dem Lagerkörper aufliegen**, alle Aussparungen sind zu vermeiden.

Das hintere Lager.

Die Thatsache, dass sich bei einem längere Zeit warm gelaufenen Lagerlauf am Umfang in der Längsrichtung der Achse eine Anzahl **Risse** zeigen, ist den älteren Monteuren und Ingenieuren längst bekannt. Ebenso war man sich klar, dass die genannten Risse wesentlich zum weiteren Heisslaufen des Lagers beitragen. In vielen Fällen liess sich durch Verstemmen oder Verfeilen der Risse ein günstiges Resultat in Bezug auf das Heisslaufen erzielen.

Herr Riemer behandelt in der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ing. 1895 Nr. 22 diesen Gegenstand ausführlicher und kommt zu dem Schluss, dass die erwähnten Risse lediglich in dem häufigen **Temperaturwechsel, welchem die Oberfläche des Zapfenlaufes** unterworfen ist, ihre Ursache haben.

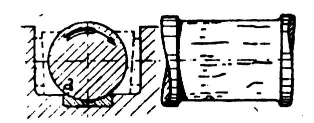


Fig. 118—119. Lagerlauf mit Längsrissen.

Um den Vorgängen beim Heisslaufen näher auf die Spur zu kommen, liess man das **hintere Lager** einer Walzenzugmaschine (Druck nach unten) ohne Lagerdeckel und ohne seitliche Lagerschalen laufen.

Der fragliche Lagerlauf zeigte einen dunklen, rings herum laufenden Streifen, welcher ziemlich trocken war. Herr Riemer folgte diesem Streifen während des Ganges der Maschine mit dem Finger und fand, dass der Zapfen bei *a* ***(Fig. 93)***, also an der Stelle, wo er aus der Lagerschale heraustrat, ganz heiss sich anfühlte. Dagegen war oben und an den Seiten des Zapfens nichts von hoher Erwärmung zu merken. Den Vorgang erklärt Herr Riemer folgendermassen: In der Unterschale an einer Stelle von nur geringem Umfange ist eine ungewöhnliche Reibung die Quelle einer kleinen Wärmemenge, die jedoch zu hoher Temperatursteigerung führt. Diese Wärmemenge war so klein, dass sie schon während der Zeitdauer einer halben Umdrehung in der grossen Masse des Wellenschenkels fast ganz wieder verschwand. Es fand während jeder Umdrehung an

jedem Punkte dieses Streifens eine heftige Erwärmung und rasche Wiederabkühlung der Teilchen zunächst der Oberfläche statt. Es entstehen also am Umfang des Zapfens schnell wechselnde Zug- und Druckspannungen; diese Anstrengung kann das Material nicht ertragen, und es bilden sich die in *Fig. 119* angedeuteten Risse.

Die Entstehung dieser Längsrisse hat mit dem zur Achse verwendeten Material nichts zu thun, ist also lediglich eine Schmierfrage. Man soll in solchen Fällen die Längsrisse aufhauen, den darin befindlichen Schmutz auskratzen, sie durch

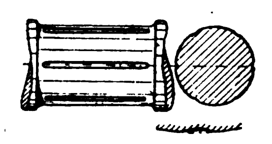


Fig. 120—121. Längsnute in neuer Achse.

Beitreiben des aufgewulsteten Materials zustemmen und unbekümmert um die so entstandenen Vertiefungen den Achslauf sauber abschlichten.

In dem Aufsatz ist u. a. ein Beispiel angeführt, wie bereits in den Lagerlauf einer neuen Achse von 500 mm Durchmesser und 720 mm Länge sechs Längsnuten von 25 mm Breite eingearbeitet wurden. Diese in *Fig. 120—121* gezeichnete Methode hat sich vorzüglich bewährt in den Fällen, bei welchen der Achsendruck nach unten gerichtet ist, wie bei dem hinteren Lager der Walzenzugmaschine.

Die erwähnten Nuten wirken als Schöpfwerk des Schmiermaterials und bewirken somit ein gutes, regelmässiges Schmieren der unteren Lagerschale.

Die Kurbel.

Hier können besonders drei Umstände eintreten:

1. das **Lockerwerden** der Kurbel auf der Achse,
2. **Bruch** der Kurbel,
3. **Federn** (Zittern) der Kurbel infolge zu schwacher Konstruktion.

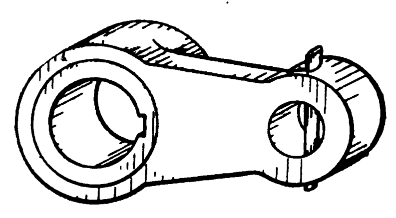


Fig. 122. Kurbel.

Sehen wir von gusseisernen Kurbeln ab, welche nur noch bei einigen ganz alten Maschinen vorzufinden sind.

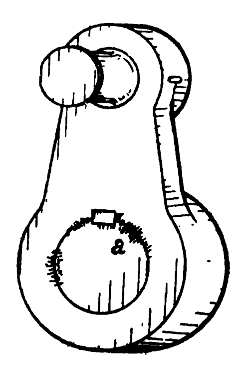


Fig. 123.
Sogenannte blutende Kurbel.

Die Kurbeln werden **warm auf die Achse** aufgezogen; dadurch kommt dieselbe so fest zu sitzen, dass der Keil nur der Sicherheit wegen eingebracht wird.

Leider geschieht das Aufziehen häufig in sehr leichtfertiger Weise, und die Kurbel wird nach kurzer Betriebszeit locker.

Bei einer gut aufgezogenen Kurbel kann man die Stossfugen *a* *(Fig. 123)* kaum erkennen, während eine schlecht aufgezogene, bezw. locker sitzende **Kurbel blutet,** d. h. durch die Stossfugen *a* quillt Öl.

Eine gebrochene Kurbel zu reparieren, dürfte selten gelingen.

31tes Beispiel. (Bruch der Kurbel.)

Der nicht nach Seite 21 gesicherte Kreuzkopfkeil einer 50pferdigen Maschine löste sich während des Ganges der Maschine und fiel schliesslich, da sich niemand im Maschinenhause befand, ganz aus dem Kreuzkopfe heraus. Der Kreuzkopf selbst kam von der Kolbenstange ganz herunter, jedenfalls dadurch, dass der Kolben durch den Dampf nach dem hinteren Cylinderdeckel geworfen wurde. Beim Zurückkommen des Kreuzkopfes durch den Schwung, welchen die Maschine noch hatte, führte sich der Kreuzkopf nicht wieder richtig auf die Kolbenstange, weil die Stopfbüchse etc. stark ausgeleiert war, sondern stiess gegen die Kolbenstange, und war die Folge davon, dass die gusseiserne Kurbel zerbrach. Der Bruch ist in *Fig. 124* dargestellt.

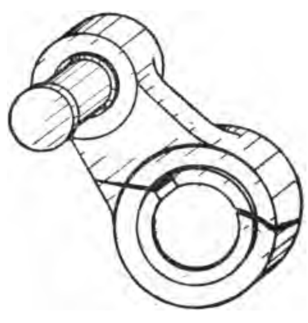


Fig. 124. Bruch der Kurbel.

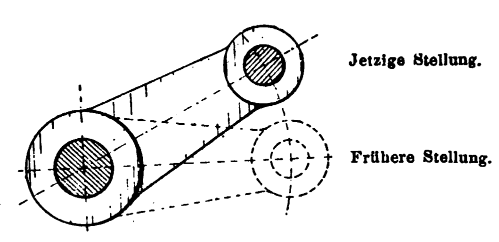


Fig. 125. Verdrehung der Kurbel.

Neben den im Beispiel 31 angegebenen Mängeln trat noch ein Verdrehen der Kurbel ein. Siehe *Fig. 125.*

Der Kurbelzapfen.

1. **Lockerwerden** des Kurbelzapfens,
2. **Fressen,** bezw. Heisslaufen des Zapfens,
3. **Bruch** des Zapfens,

sind die am häufigsten eintretenden Erscheinungen.

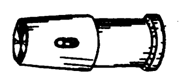


Fig. 126. Kurbelzapfen.

Das Lockerwerden des Kurbelzapfens ist stets die Folge eines unrichtig gewählten Conusses. **Zu starke Neigung** des Conusses veranlasst Lockerwerden.

Kurbelzapfen der Kurbel

Conicität $c = \frac{1}{24} l$

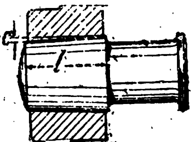


Fig. 127. Richtige Neigung des Conusses der Kurbelzapfen.

Stark gefressene Lagerläufe beseitigt man am besten durch Erneuerung des Zapfens und der Lager.

Das Einpassen eines neuen Kurbelzapfens an Ort und Stelle ist eine nicht zu leichte Aufgabe. **Man** hilft sich auch wohl auf folgende Weise:

Der gefressene Kurbelzapfen wird mittelst der **Holzkluppe** *(Fig. 128)* geglättet, indem man zuerst mit einem Gemisch von Öl und Bimmsstein, Wienerkalk oder feinem Sand, dann noch mehrere Stunden mit Öl allein nachhilft.

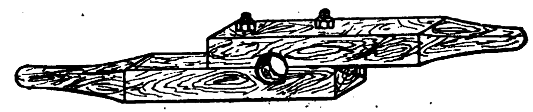


Fig. 128. Holzkluppe.

Ein Bruch des Kurbelzapfens ist in den meisten Fällen die Folge schlechten Materials.

32tes Beispiel. (Gebrochener Kurbelzapfen.)

Eine Kompoundmaschine von 1200 Hub war etwa 8 Jahre im Betrieb, als an der Niederdruckseite wegen

zu starken Verschleisses ein neuer Kurbelzapfen eingesetzt werden musste. Dieser Zapfen gab 2 Jahre lang zu Unannehmlichkeiten keinen Anlass.

Eines Freitags abends machte sich ein leichter Schlag im Gestänge bemerkbar, der aber vom Maschinisten nicht weiter beachtet wurde und die Maschine ruhig laufen liess. Samstags abends 6 Uhr erfolgte ein **heftiger Stoss** und ein Krachen, worauf der Dampf abgestellt wurde, und nun sah man die Bescherung. Der Kurbelzapfen war nach *(Fig. 129—130)* **abgebrochen,** die obere Schlittenführung durchschlagen und die Treibstange verbogen. Nachdem man sich vom ersten Schrecken erholt, wurden die Teile nach der Fabrik befördert und die Hochdruckseite mit dem Auspuffrohr verbunden, so konnte man jetzt noch mit 15 Mühlen statt mit 25 arbeiten.

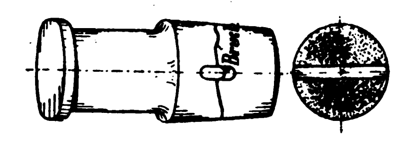


Fig. 129—130. Gebrochener Kurbelzapfen, (poröses Material).

Die **Dauer der Reparatur** und Instandsetzung der Niederdruckseite betrug **zehn Tage.**

Schmieren der Kurbelzapfen.

In früheren Zeiten wurden zum Schmieren der Kurbelzapfen fast ausschliesslich Schmiertöpfe auf den Köpfen der Treibstangen angebracht, wie in *Fig. 131*

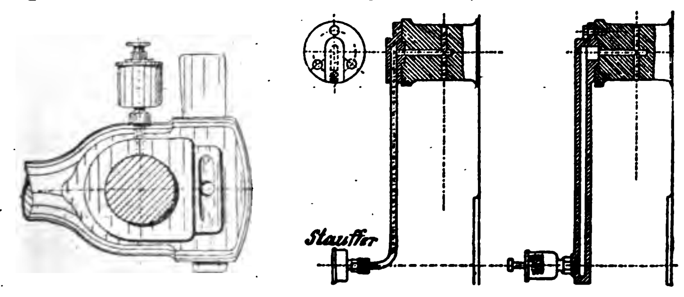


Fig. 131. Einfachste Schmierung. Fig. 132—134.

dargestellt. Diese unvollkommene Methode des Schmierens hat den Nachteil, dass man während des Betriebes nicht erkennen kann, ob der Schmiertopf richtig funk-

tioniert, also ob das Öl in den gewünschten Mengen regelmässig an die zu schmierenden Flächen gelangt.

Die genannten Mängel führten zur Konstruktion der Schmiervorrichtung *(Fig. 132—135)*.

Das Schmiergefäss *(Fig. 135)* arbeitet mit sichtbaren Öltropfen; letztere gelangen durch das Schmierrohr in den Kopf *a* und werden von hier aus durch die Centrifugalkraft nach dem Kurbelzapfen getrieben. Falls eine momentane starke Schmierung erwünscht,

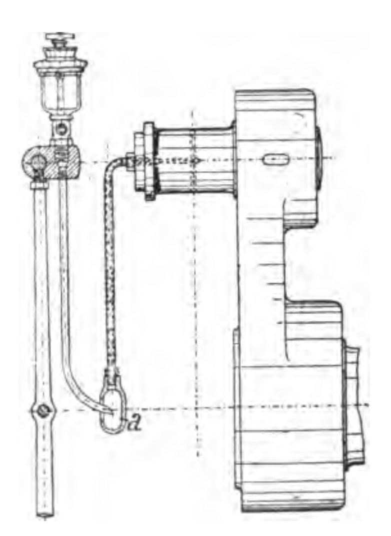


Fig. 135. Schmierung der einfachen Zapfen.

ist man auch imstande mit der Ölkanne das Öl direkt in den Kopf *a* zu giessen.

Handelt es sich darum, **zwei** nebeneinanderliegende Zapfen (wie es z. B. der Fall ist, wenn bei Kondensationsmaschinen die Luftpumpe vom verlängerten Kurbelzapfen aus angetrieben wird) zu schmieren, so empfiehlt sich die in *Fig. 136* gezeichnete Vorrichtung.

Die zwei Tropföler SS_1, mit sichtbaren Öltropfen, führen das Öl durch die Schmierröhrchen rr_1 in den

Doppelkopf *a*, von hier aus gelangen die Ölmengen getrennt nach dem Zapfen *Z* und *z*. Durch Beobachtung des Schmiertopfes *S* überzeugt man sich von der

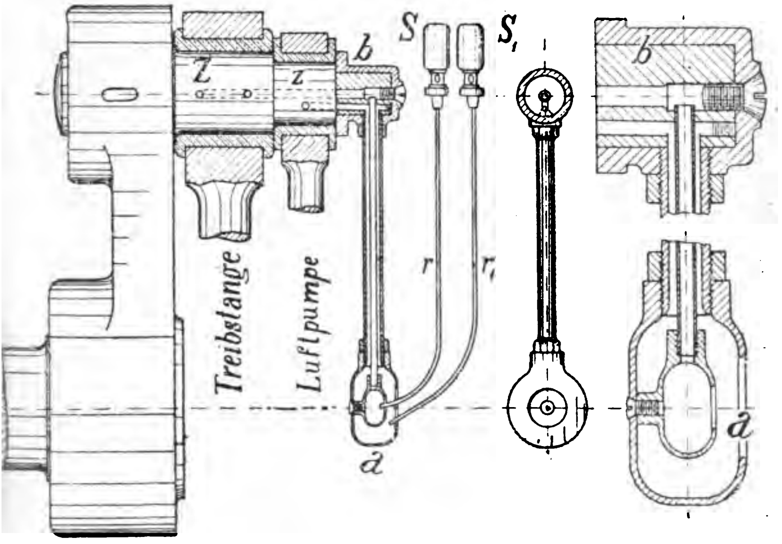


Fig. 136—139. Schmierung der Doppelzapfen.

Schmierung des Zapfens *Z*, während am sichtbaren Öltropfer des Schmiertopfes S_1 die Menge Schmieröl für den Zapfen *z* zu erkennen ist.

Der Kreuzkopfbolzen

bringt im allgemeinen selten Störung. Nach mehrjährigem Betriebe zeigt sich meistens eine einseitige Abnutzung, da der Zapfen nur immer an denselben Stellen Druck erhält, während der Kurbelzapfen rotiert und dadurch weniger Veranlassung hat, unrund zu werden.

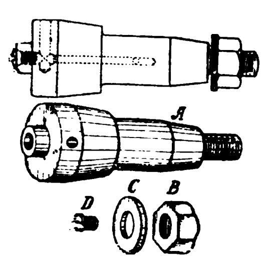


Fig. 140. Kreuzkopfbolzen.

A Kreuzkopfbolzen, *B* Mutter, *C* Unterlegscheibe, *D* Stiftschraube

Bei eintretenden Stössen im Kreuzkopfbolzen genügt es in den meisten Fällen, denselben **um 90° zu drehen** und so neue Flächen zum Anliegen zu bringen.

Eine Erneuerung des Kreuzkopfbolzens bietet ja auch keine Schwierigkeiten.

Die Treibstange.

Ein Bruch der Treibstange veranlasst längere Betriebsstörung.

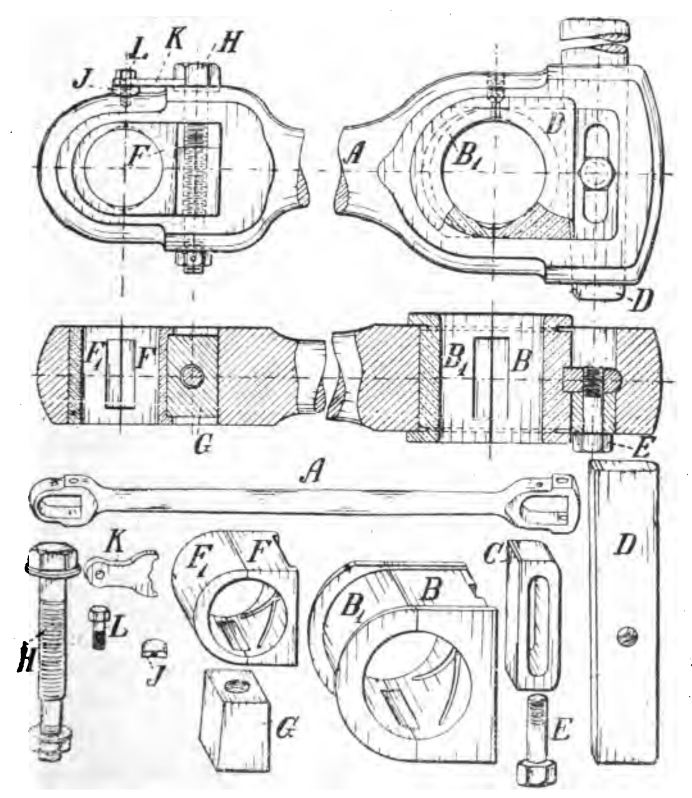


Fig. 141—154. Treibstange mit Kurbelzapfen- und Kreuzkopfbolzenlager.

A Schaft der Treibstange. Kurbelzapfenlager: BB_1 Lagerschalen, *C* Passstück, *D* Keil, *E* Stellschraube. Kreuzkopfbolzenlager: FF_1 Lagerschalen, *G* Stellkeil, *H* Stellschraube, *J* Unterlegscheibe, *K* Schraubensicherung, *L* Schraube.

Mangelhafte Konstruktion und fehlerhaftes Material sind die Ursachen der Brüche.

33tes Beispiel. (Gebrochener Treibstangenkopf.)

Eine 60pferdige Eincylindermaschine war drei Wochen im Betrieb, als eines Tages der Maschinist durch unheimliche Schläge der Maschine sich veranlasst sah, das Dampfeinlassventil schleunigst zuzudrehen; die Maschine stand nach einigen Umdrehungen still.

Die Besichtigung ergab, dass der geschlossene Treibstangenkopf für den Kurbelfinger bei *A* ***(Fig. 155 und Fig. 156—157)*** gebrochen war. Es ergab sich ferner, dass der Kreuzkopfkeil verbogen und die Nabe des Kreuzkopfes einen Bruch erlitten hatte.

In ***Fig. 34 und 35,*** Seite 16, ist der Kreuzkopf dargestellt und der Bruch angedeutet.

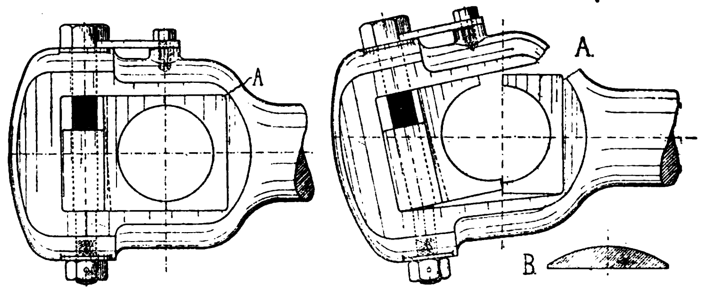


Fig. 155. Bruch der Treibstange. Fig. 156—157. ***B*** **Querschnittsform von** ***A*.**

Was den **Bruch des Treibstangenkopfes** anbelangt, so ergab eine Ausmessung der Treibstange, dass die Eisenstärke bei *A* ***(Fig. 155)*** viel zu schwach war. Durch späteres Nachsehen in der Konstruktionszeichnung wurde festgestellt, dass eine schlecht ausgeführte Zeichnung die Schuld trug. Der Zeichner hatte Aufriss und Grundriss unrichtig aufgetragen, dadurch erschien die Eisenstärke bei *A* grösser als in Wirklichkeit.

Verbogene Treibstangen müssen zu der Maschinenfabrik gebracht werden.

34tes Beispiel. (Verbogene Treibstange.)

Die infolge Festfressens der Kreuzkopfgabel verbogene Treibstange im Beispiel Seite 26 wurde zum Richten nach der Fabrik gebracht und konnte nach zwei Tagen wieder eingebaut werden.

Der Dampfkolben.

Die Konstruktion der Kolben und Kolbenringe ist eine sehr vielseitige, und wollen wir hier in *Fig. 158 bis 168* die z. Z. gebräuchlichste Ausführung wiedergeben.

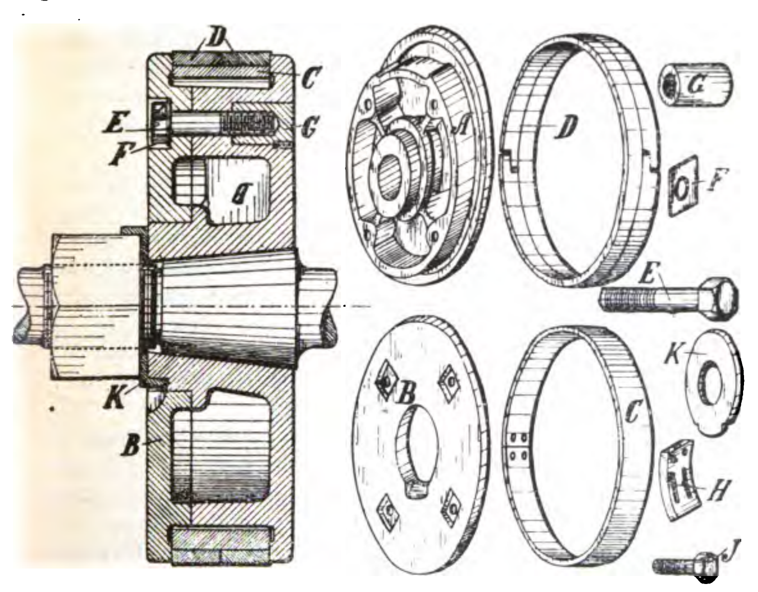


Fig. 158—168. Dampfkolben für Maschinen über 400 Cylinderdurchmesser.

A Kolbenkörper. *B* Kolbendeckel. *C* Innerer Federring. *D* Äussere Federringe. *E* Deckelschrauben. *F* Sicherung dazu. *G* Büchse mit Gewinde. *H* Spannschloss. *J* Kopfschrauben zu *H*. *K* Sicherung der Kolbenmutter.

Hier handelt es sich besonders um folgende Krankheiten:

1. **Klatschen der Kolbenringe,**
2. **Undichte Kolben,** daher Dampfverlust,
3. **Bruch** der Kolbenringe,
4. **Bruch** des Kolbens.

Das **Klatschen der Kolbenringe** hat seine Ursache

1. in zu viel Kolbenüberlauf,
2. in Wasseransammlung im Cylinder und Kolben.

35tes Beispiel. (Klatschen der Kolbenringe.)

Eine 70pferdige Maschine zeigte **starkes Klatschen** der Kolbenringe, und ergab die Untersuchung folgendes:

Die Kolbenringe sind nicht sachgemäss aufgeschliffen, so dass nach dem notwendigen Anziehen der Kolbendeckelschrauben die Ringe **festgeklemmt** werden, sich infolgedessen nicht mehr gegen die Cylinderwand legen und Dampfverlust erzeugen. Dieses hatte ein besonders schlauer Monteur auf dem Gewissen.

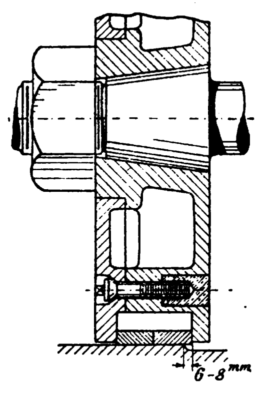


Fig. 169. Zu viel Überlauf.

Nachdem nämlich die Kolbenringe stark klatschten, auch einigemale gebrochen waren, hatte er einfach den Kolbendeckel nachgeschabt, dann die Kolbenringe festgeklemmt, und siegesbewusst betrachtete er die wieder in Betrieb gesetzte Maschine, weil die Kolbenringe nicht mehr klatschten!

Natürlich gebrauchte nun die Dampfmaschine fast die doppelte Dampfmenge, da sich die Ringe nicht mehr an die Cylinderwand legen konnten. Und **die Ursache des Klatschens**?

Wie *Fig. 169* zeigt, hatten die Kolbenringe bis 8 mm Überlauf; das ist zu viel. In der Nähe des toten Punktes drückt der Dampf die Ringe zusammen, und dadurch entsteht ein Schlag bezw. das Klatschen der Kolbenringe.

Nachdem ein neuer Kolben mit schmälern Kolbenringen angefertigt und eingebaut war, stellte sich nie wieder ein Klatschen der Ringe ein.

Der **Kolbenüberlauf** soll **nicht mehr als 1 mm** betragen.

Wasseransammlung zwischen Kolben und Cylinderdeckel kann ebenfalls Klatschen hervorrufen.

Kolbenkörper und Kolbenringe liegen nicht genau in derselben Mittelachse. In irgend einer Kolbenstellung muss das in *Fig. 170* mit *W* bezeichnete Wasser verdrängt werden, wodurch Klatschen entsteht.

Es giebt nun zwei Wege, dieses Klatschen zu verhindern.

1. Man verhüte, **dass Dampf zwischen Kolben und Kolbenkörper tritt,** d. h. man sorge für dichten Abschluss der Kolbenringe. Dies geschieht nach *Fig. 171 bis 173.*

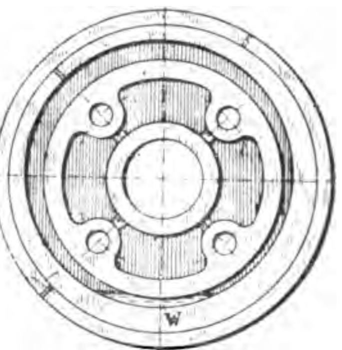


Fig. 170. Doppelfederringe. Wasser im Kolben.



Fig. 170a. Einfacher Ring. Wasser im Kolben.

Auf die Stirnfläche der Ringe legt man ein **Dichtungsplättchen** aus Rotguss, welches sauber eingepasst wird.

2. Man sorgt dafür, dass das zwischen Ring und Körper **angesammelte Wasser ablaufen kann.**

Dies kann geschehen, indem man an der **unteren Stelle** des Kolbenkörpers **Löcher** (3—4 mm Durchmesser, *Fig. 178*) einbohrt, oder dass man die Stoss-

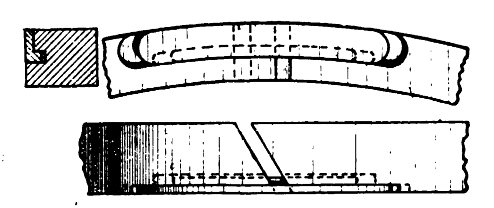


Fig. 171—173. Dichtungsplättchen für Kolbenringe (1/3 d. nat. Grösse).

fugen der Kolbenringe, wie in *Fig. 174* angedeutet, nach unten legt und fixiert, damit sich die Ringe nicht drehen. In diesem Falle wird auch das ange-

sammelte Wasser durch die Stossfuge aus dem Kolben treten.

36tes Beispiel. (Klatschen der Kolbenringe.)

Bei einer Maschine

Cylinderdurchmesser . .	= *300 mm,*
Kolbenhub	= *600* „

klatschten die Kolbenringe stark. Man konnte sich die Ursache trotz allen Suchens nicht erklären. Der Kolbenüberlauf betrug $1/2$ mm, war also nicht die Ursache. Die Vermutung, dass **Wasseransammlung,** nach ***Fig. 170,*** die Schuld trage, führte dazu, die Überplattung der Kolbenringe (der beiden äusseren wie des inneren) nach unten zu legen, so dass das Wasser ablaufen konnte, und siehe da, die Ringe **klatschten nicht mehr.**

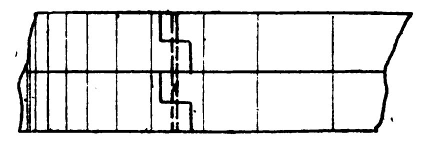


Fig. 174. Überplattung der Kolbenringe untereinander.

Aber auch **zu wenig** Kolbenüberlauf kann Stösse in der Maschine veranlassen.

37tes Beispiel. (Stösse.)

Eine **Kompoundmaschine** von

Durchmesser des Hochdruckcylinders . .	*600 mm,*
„ „ *Niederdruckcylinders* .	*900* „
Kolbenhub	*1100* „
Umdrehungen	*65 pro Min.,*
Dampfdruck	*10 Atm.*

mit Auspuff ging seit Inbetriebsetzung tadellos.

Nach 2 Monaten stellten sich **Stösse** im Hochdruckcylinder ein. Diese Stösse äusserten sich am Anfang als leichter dumpfer Schlag, welcher einige Stunden anhielt und dann wieder stunden- oder tagelang nicht vorhanden war. Mit der Zeit gestalteten sich die Schläge immer heftiger und besorgniserregender, trotzdem ging die Maschine tagelang ohne Stoss.

Die Stösse äusserten sich in den meisten Fällen einen halben oder einen ganzen Tag ununterbrochen, um dann,

wie erwähnt, tagelang zu verschwinden. Während der Stösse konnte man eine Bewegung beziehungsweise ein Schwanken des Cylinders bei jedem Kolbenwechsel beobachten. Trotzdem sich die Schläge besonders im Hauptlager bemerkbar machten, lag die Wahrscheinlichkeit nahe, dass im Cylinder ein mechanisches Hindernis auf den Dampfkolben wirke.

Samstags, nach Schluss des Betriebes, wurde der Cylinderdeckel des Hochdruckcylinders abgenommen, der Kreuzkopfkeil gelöst und Kolben und -Stange herausgenommen. Es zeigte sich nun an den beiden Enden der Laufbahn im Cylinder **ein Grat** bezw. Ansatz in einer Entfernung von $1\frac{1}{2}$—2 mm. Die Laufbahn im Cylinder ist etwas verschlissen, aber sonst sah dieselbe ganz gut aus.

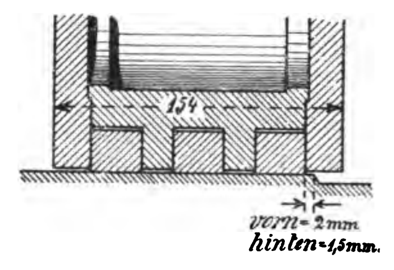


Fig. 175. Mangel an Kolbenüberlauf.

Man nahm an, dass die Lauflänge des Cylinders zu gross und die Kolbenringe nicht bis ans Ende der Laufbahn gelangten.

Ein Nachmessen ergab:

Kolbenhub	1100 mm
Äussere Ringbreite	115 „
Zusammen . .	1215 mm
Die Laufbahn wurde gemessen .	1217 „
Differenz . .	2 mm

Es wurde nun **der Grat** in den Cylindern beseitigt und **neue Kolbenringe** eingebaut. Dieses geschah von Samstag Abend bis Sonntag Abend, des Montags ging die Maschine wieder tadellos.

38tes Beispiel. (Mitgeteilt von einem Fachgenossen.)

In dem Hochdruckcylinder einer Kompoundfördermaschine machte sich bei jedem hinteren Hubwechsel ein lautes **Klatschen** bemerkbar, dessen Ursache mir trotz eifrigstem Forschen längere Zeit verborgen blieb. Mehrere Male liess ich den Cylinderdeckel abnehmen, fand aber stets, dass alles in Ordnung sei. Da kam mir eines Tages

der Gedanke, dass der Kolben möglicherweise zu viel Überlauf habe und liess daraufhin den Cylinderdeckel nochmals abnehmen.

Es fand sich, dass der Kolbenring hinten etwa 4 mm über die Erweiterung des Cylinders hinaus ging; wieviel dieses vorne der Fall war, liess sich nicht feststellen, da das vordere Innere des Cylinders, der an den Bajonettrahmen angeschraubt war, nicht zugänglich war. Da 4 mm Überlauf zu viel ist, und der vordere Hubwechsel ruhig erfolgte, so nahm ich an, dass der Kolben zu weit nach hinten gehe und liess denselben um einige Millimeter nach vorne verschieben, was sich, da die Kolbenstange in den Kreuzkopf eingeschraubt war, verhältnismässig leicht bewerkstelligen liess. Nun stellte sich das Klatschen bei dem vorderen Hubwechsel ein, während es hinten ruhig blieb. Der Kolben war also schon zu weit nach vorne gekommen und musste wieder etwas zurückgestellt werden, worauf der Hubwechsel beiderseits ruhig erfolgte.

Da dem einen oder anderen Leser nicht bekannt sein dürfte, welche Bewandnis es mit dem Kolbenüberlauf hat, so gebe ich die Erklärung dafür. An älteren Maschinen findet man nach langer Betriebszeit häufig, dass der Cylinder durch die Reibung des Kolbens auf die Länge des Kolbenhubes weiter geworden ist, dass aber vorne und hinten, wo der Kolben nicht gearbeitet hat, die ursprüngliche Weite des Cylinders geblieben ist und infolgedessen sich ein Ansatz gebildet hat.

Um diesen Ansatz zu vermeiden, macht man den engeren Teil des Cylinders, in dem der Kolben arbeitet, um einige Millimeter kürzer wie Hub + Kolbenringbreite, so dass, wenn der Kolben sich in der Totpunktlage befindet, der Kolbenring etwa 1 mm aus der engeren Cylinderbohrung herausragt und ein Ansatz sich infolgedessen nicht bilden kann.

Um aber zu erreichen, dass der Kolben hinten und vorne gleichviel überläuft, muss die entsprechende Länge der Kolbenstange genau ermittelt und ausgeführt werden.

Bei ungenauer Arbeit kommt es vor, dass der Überlauf einerseits zu gross, anderseits aber gar nicht vorhanden ist.

An dem Ende, wo der Überlauf zu gross ist, bietet der Kolbenring in der Totpunktlage dem eintretenden Dampf

eine so grosse Fläche, dass der darauf lastende Druck grösser ist wie die Spannkraft des Kolbenringes. Der Kolbenring, der an seiner Teilstelle mehr oder weniger offen ist, wird zusammengedrückt, wodurch das klatschende Geräusch verursacht wird. Der zusammengedrückte Kolbenring dichtet auch nicht mehr ab und es entsteht dadurch auch Dampfverlust. Das fortwährende Zusammenschlagen und Auseinandergehen des Kolbenringes kann schliesslich auch dessen **Bruch** herbeiführen.

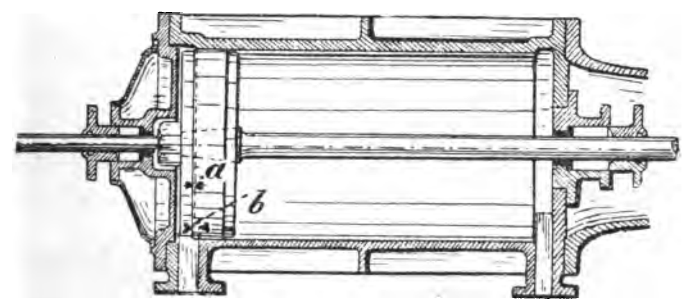


Fig. 176. Zu weit zurückstehender Eintrittskanal.

Bei einem anderen Cylinder, in dem sich ebenfalls das klatschende Geräusch bemerkbar machte, war die Ursache nicht zu grosser Überlauf des Kolbens, sondern der Eintrittskanal, der bei der Totpunktlage des Kolbens um das Maass $b = 16$ mm hinter dem Kolbenring zurückstand. Der Dampfdruck konnte auf eine Fläche des Kolbenringes von 16×250 mm einwirken. Gegen diesen Druck war die Spannkraft des Kolbenringes zu schwach und wurde letzterer bei jedem Hubwechsel zusammengeschlagen.

Durch genauere Einstellung des Kolbens konnte auch in diesem Falle der Übelstand beseitigt werden.

Gesellt sich zum Klatschen der Kolbenringe noch ein **grosser Dampfverbrauch,** so kann man auf

Bruch der Kolbenringe

schliessen. Schleunige Untersuchung ist dann erforderlich, da sonst die Lauffläche im Cylinder ruiniert wird.

Bei Dampfmaschinen, welche mehrere Jahre im Betrieb sind, tritt ein anfangs kaum vernehmbares

mit der Zeit jedoch stärker hörbares **Klopfen der Kolbenringe** im Cylinder ein. Wenn nun vorausgesetzt wird, dass der Überlauf der Kolbenringe über die Schleiffläche des Cylinders richtig mit 1 bis 2 mm bemessen ist, so liegt der Grund dieses hellen, kurzen Klopfens darin, dass die Ringe **nicht mehr die Spannkraft** besitzen, um sich voll an die Cylinderwandung anzuschmiegen.

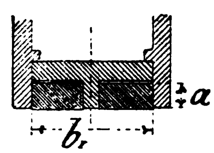


Fig. 177. Schwedischer Kolben.

Die Folge davon ist Dampfüberströmung, welche besonders zu Ende der Expansion eine Verkleinerung des Kompressionsdruckes und dadurch **Stösse in der Maschine** und grösseren Dampfverbrauch mit sich bringen kann.

Verschiedene Konstruktionen wurden bereits ausgeführt, um die Mängel zu beseitigen. Dieselben haben sich teils nicht bewährt, oder finden noch hier und da Anwendung.

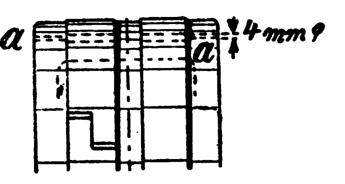


Fig. 178. Eingebohrte Löcher. Die Löcher bohre man unten in den Kolben, damit das sich ansammelnde Wasser ablaufen kann.

Der einfachste und zweckdienlichste Kolben ist der sogen. **schwedische Kolben,** welcher in verschiedenen Variationen vielfach verwendet wird (*Fig. 177*). Tritt bei diesem Kolben eine Verminderung der Spannkraft der Ringe ein, so hilft sich der Monteur gewöhnlich dadurch, dass er bei *a a* ein Loch mit 4 mm Durchmesser bohrt. (Vergl. *Fig. 178*)

Im Betrieb strömt durch dasselbe Dampf ein und **presst die Ringe an die Cylinderwandung.**

So einfach dieses Mittel ist, darf dasselbe dort, wo es auf Ökonomie im Dampfverbrauch ankommt, nicht angewandt werden.

39tes Beispiel. (Schlag im Kolben.)*)

Bei einer erst kurze Zeit im Betrieb befindlichen Maschine trat dieses bekannte charakteristische **Klopfen** erst unterbrochen, dann fortwährend heftiger auf.

Ein an Ort und Stelle entsandter Monteur half sich auf oben besprochene Weise nach *Fig. 178.* Die Maschine lief ruhig. Der Besitzer der Maschine wünschte jedoch einen neuen Kolben mit **Spannvorrichtung**; dieselbe wurde nach *Fig. 179—181* ausgeführt. Sie besteht aus einer **Schraubenspindel** mit rechtem und linkem feinen Gewinde;

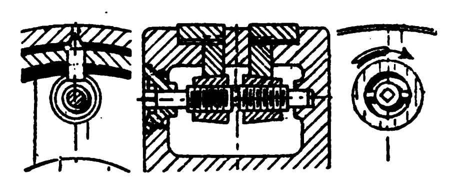


Fig. 179—181. Spannvorrichtung der Kolbenringe.

auf dieser bewegen sich zwei Metallconusse, welche je einen **Keil** tragen; dieser greift in die Teilungsspalte des Kolbenringes. Durch Drehen der Schraubenspindel werden die Keile in die Ringe gedrückt, diese auseinander gespannt und an die Cylinderwandung gepresst.

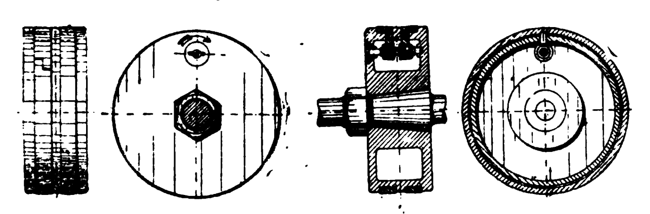


Fig. 182—183. Kleine Löcher im Kolbenkörper.

Fig. 184—185. Spannvorrichtung.

Diese Spannvorrichtung wurde bereits bei mehreren Kolben von 320—665 mm Durchmesser ausgeführt, **ist sehr billig** und **bewährt sich** seit Jahresfrist. *Fig. 184—185* stellt dieselbe bei einem von 320 mm Durchmesser dar.

40tes Beispiel. (Unrichtige Kolbenringe.)*)

Diesmal handelt es sich um eine unterirdische **Wasserhaltungsmaschine.**

*) Mitgeteilt von Fachgenossen.



Dieselbe stand in einem Schachte von 450 m Tiefe und betrieb 3 Wasserpumpen.

Nach beendeter Montierung sollte der Probelauf stattfinden. Zugegen waren der Bergwerksverwalter, der Oberingenieur und ein Ingenieur der Maschinenfabrik, sowie der Monteur und einige Hülfsarbeiter.

Nachdem das Dampfventil geöffnet, setzte die Maschine die Pumpen in Thätigkeit. Aber bereits nach einigen Hüben **blieb die Maschine stehen.** Auf Befehl des Oberingenieurs wurde am Schwungrad versucht zu drehen. Aber dies war absolut unmöglich, nicht um einen Deut drehte sich das Rad.

Nun wurden Hebebäume in die Schwungradarme eingeklemmt und nochmals versucht zu drehen. Der Bergverwalter und Ingenieur rieten ab, da in einem Falle des Bruchs der Maschine der ausströmende Dampf oder beim Bruch einer Pumpe die Wassermenge eine Katastrophe herbeiführen würde, da die Auffahrtstelle 30 m weit entfernt war.

Nachdem auch dieser Versuch misslang, liess man bei den Pumpen abwechselnd das **Druckwasser** von oben und unten auf die Plunger wirken, das heisst, es wurden von Hand aus die Verbindungshähne zwischen Druck- und Saugräume gesteuert. Obwohl nun auf jeden Plunger ein Druck von ca. $40\frac{1}{2}$ Atm. wirkte, war es **nicht möglich, die Maschine in Gang zu setzen.**

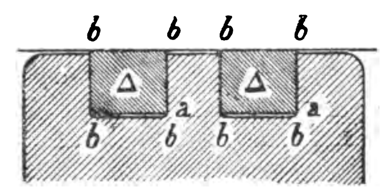


Fig. 186. Kolbenringe.

Da **Kolbenringe** der Dampfmaschine aus **Deltametall** vorgeschrieben waren, kam der Ingenieur auf die Idee, dass dieselben die Ursachen der Bremsung seien. Der Oberingenieur konnte dies nicht glauben, als sich aber die Maschine nach einigen Stunden wieder drehen liess und nach kurzem Laufe wieder stille stand, schloss sich auch der Oberingenieur diesem Gedanken an.

Und richtig waren die Kolbenringe Δ Schuld.

Der Grund ist folgender:

Gusseisen und Delta-(Δ)metall haben jeder einen andern Ausdehnungskoeffizienten. Das Deltametall dehnt sich durch die Wärme früher und mehr aus als das Gusseisen. Die Folge war, nachdem die Ringe an den Flächen *b b* genau eingepasst sein müssen, ein Festpressen an die Flächen und da auch der **Spielraum** *a* **sehr klein war**, konnten die Ringe nicht mehr federn. Sie pressten sich an die Lauffläche und führten die Bremsung herbei.

Es wurde sofort um Kolbenringe aus Gusseisen telegraphiert. Dieselben wurden eingebaut und die Maschine **lief tadellos.**

Ein Bruch des Kolbens

führt zu längerer Betriebsstörung.

Die Brüche treten meistens bei sogenannten hohlen Kolben ein.

41tes Beispiel. (Bruch des Kolbens.)

Eine Kompoundmaschine mit Kondensation zum Betriebe einer Cellulosefabrik hatte folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders .	=	*820 mm,*
" " Niederdruckcylinders .	=	*1200 "*
Kolbenhub	=	*1300 "*
Umdrehungen	=	*80,*
Dampfdruck	=	*7 Atm.*

Die Maschine ist etwa 6 Monate in Betrieb. Eines schönen Tages wurde dieselbe um 6 Uhr angelassen, sie arbeitete ohne Kondensation bis 8 Uhr anstandslos, als plötzlich sich so **heftige Stösse** in der Maschine einstellten, dass sämtliche in der Nähe thätigen Arbeiter davonliefen. Der Maschinist hatte jedoch noch die Geistesgegenwart, das Dampfventil schnell zuzudrehen. Alle Rohrleitungen sowie das Dach erzitterten. Aus dem Auspuffrohr trat eine Staubsäule, ähnlich wie bei einem stark qualmenden Schornsteine.

Was war geschehen?

Nachdem sich die Gemüter einigermassen beruhigt hatten, wurde der Deckel des Niederdruckcylinders losgenommen und hier sah man die Bescheerung.

Im Cylinder fand sich eine Menge (etwa ein Eimer voll) **grauen, staubigen Sandes** vor. Der Kolben hatte senkrecht über der Kolbenmutter **ein Loch**, am Dampfcylinder wurde an der untern Seite ein **Längsriss von 800 mm** Länge beobachtet ***(Fig. 188)***. Auch im Gehäuse der Kolbenschieber fanden sich grosse Mengen von dem Staubsand. Die **Ursache** des Unfalls klärte sich folgendermassen auf:

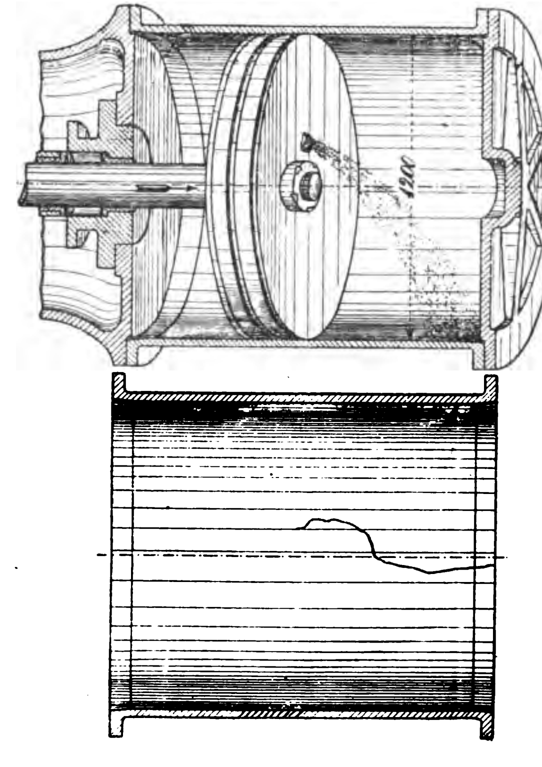


Fig. 187. Loch im Kolben.

Fig. 188. Längsriss im Cylinder.

Der aus einem Stück gegossene hohle Dampfkolben hatte an der hinteren Stirnfläche eine zu schwache beziehungsweise zu schlechte Stelle im Guss. Die **Wandstärke betrug hier nur 5 mm** ***(Fig. 190)***. Das Loch an dieser schwachen Stelle ist in ***Fig. 191*** in $^1/_2$ der natürlichen Grösse dargestellt.

Die Beschaffenheit des Loches lässt darauf schliessen, dass das Material an sich an dieser Stelle schon etwas

porös war, also die schwache Wandstärke nicht allein die Entstehung der Öffnung veranlasst hat.

Zwei Tage vor dem Unfall hatte man schon einmal den Deckel des Niederdruckcylinders losgenommen, um sich zu überzeugen, ob der Kolben noch fest auf der Stange sass. Das Loch am Kolben war da noch nicht vorhanden, ist also erst kurz vor dem Unfall entstanden.

Den ganzen **Hergang des Unfalles** muss man sich folgendermassen erklären:

Der Kolben hatte eine poröse Stelle, es trat Dampf in den Kolben, dieser kondensierte und **so füllte sich der Kolben** im Laufe der Zeit bis über die Hälfte **mit Wasser**, welches sich mit dem im Kolben befindlichen

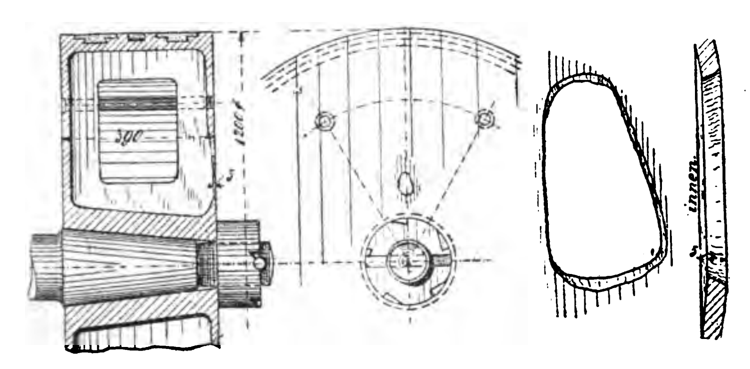


Fig. 189—190. Bruch des Kolbens. Fig. 191—192. Loch (1/2 d. nat. Gr.)

Formsand mischte. Während des Arbeitens nimmt der Kolben samt seines Inhaltes eine mittlere Temperatur an, welche höher ist als die Temperatur im Cylinderraum während der Auspuffperiode. Es brach jetzt ein Stück aus der hinteren Stirnfläche. Der Überdruck beziehungsweise die höhere Temperatur im Kolben veranlasste das Herausschleudern des mit Wasser vermischten Sandes.

Die Schuld an dem Unfall trifft einesteils die Giesserei, welche den Kolben gegossen, andernteils auch den Fabrikanten, welcher unterliess, sich von der Güte des Gusses zu überzeugen.

Das Unangenehmste ist auch hierbei wieder die lange **Betriebsstörung**, welche der neu herzustellende Cylinder erfordert.

Man kann sich auch bei dem **hohlen Kolben** nicht so leicht von der Güte des Materials, der richtigen Wandstärke u. s. w. überzeugen. Sehr wichtig ist es, durch eine Anzahl Löcher von 50 mm Durchmesser an den Stirnwänden die Kerneisen und den Formsand vollständig aus dem Kolben zu beseitigen. Ebenso versäume man nicht, die Stirnflächen an verschiedenen Stellen durch kleine Löcher **anzubohren,** um sich über die richtige Wandstärke und die Güte des Gusses Gewissheit zu verschaffen. Erst nachdem dies alles sorgfältig geschehen ist, verschliesse man die Öffnungen durch Gewinde und Schrauben. Ein Nichtbeachten dieser Regel kann sich schwer rächen, wie vorstehender Vorfall zeigt.

42tes Beispiel. (Explosion des Kolbens.)

Ich erinnere mich eines Falles, wo man einen hohlen Kolben von der Kolbenstange entfernen wollte und ihn zu dem Zweck durch Feuer erwärmte. Nachdem der Kolben bereits eine hohe Temperatur angenommen hatte, erfolgte eine **Explosion,** der Kolben sprang in Stücke, schlug dabei die schmiedeeiserne Platte, auf welcher er lag, durch und ein tiefes Loch in die Erde. Einem Arbeiter wurde dabei der Fuss zerschlagen.

43tes Beispiel. (Kolbenbruch.)
(Mitgeteilt von einem Fachgenossen.)

Bei einer Kompoundmaschine von 900 mm Kolbenhub, 6 Atm. Betriebsdruck, welche schon längere Jahre zur Zufriedenheit arbeitete, stellte sich eines Tages im Niederdruckcylinder ein leichter Schlag ein. Dieser wurde im Laufe der Zeit immer heftiger, so dass man sich endlich entschloss, die Ursache zu suchen und zu beseitigen. Sämtliche Lager unterzog man einer genauen Prüfung und fand dabei, dass das Kurbelzapfenlager gebrochen war. Das Lager wurde durch ein neues ersetzt, die Maschine zusammengesetzt, in Betrieb genommen und — sie klopfte weiter. Allerdings war der Schlag nicht mehr so heftig wie früher, aber immerhin noch so, dass man ausserhalb des Maschinenhauses Erderschütterungen wahrnahm. Der Schlag musste beseitigt werden, da sonst voraussichtlich

irgend ein anderer Teil brechen konnte und den Betrieb in Frage stellte. Der Kolben sollte nach Aussage des Maschinisten fest auf der Stange sitzen und schenkte man dieser Aussage auch Glauben. Die aussenliegenden Maschinenteile waren nun sämtlich einer eingehenden Prüfung unterzogen und in Ordnung. Man entschloss sich nun doch, auch den Kolben zu besichtigen und fand hier des Pudels Kern.

Der Kolben sass zu weit auf dem Konus, so dass die Kolbenmutter 2 mm Spiel hatte. Es ist wahrscheinlich der Kolben bei jedem Hubwechsel aus seiner vorherigen Lage gedrückt worden und hat durch Anschlagen an die Mutter den harten, hellen Schlag erzeugt.

Wie aus *Fig. 194* ersichtlich, war der Kolben ein sogen. Hohlgusskolben. Die hintere Wand wies sechs Risse auf, deren Anfang an je einer Ecke der Mutter erfolgte. *(Fig. 193)*.

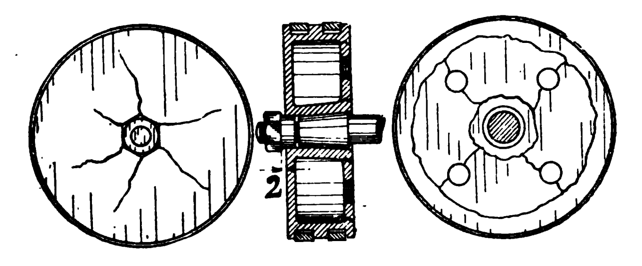


Fig. 193—195. Gebrochener Kolben.

Die vordere Wand zeigte vier Risse, die von der Mitte ausgehend bis zu je einem der Kernstopfen und darüber hinaus verliefen. Ausserdem hatte die Wand noch zwei kreisförmige Risse *(Fig. 195)*, so dass diese Wand nur noch aus einzelnen Brocken bestand und jeden Augenblick zusammenfallen konnte. Der Betrieb gestattete keine Unterbrechung und so musste man wohl oder übel den gebrochenen Kolben wieder einbauen. Es konnte ja auch eigentlich nichts passieren, denn wenn der Kolben brach, brachten die Stücke keinerlei unangenehme Folgen mit, sondern blieben im Cylinder ruhig liegen! (Diese Annahme scheint doch etwas gewagt.) Um den Kolben aber noch etwas sicherer zu erhalten, legte man unter die Mutter eine grosse Blechscheibe und zog die Mutter fest an.

Diese Blechscheibe brach allerdings in den ersten Betriebsstunden.

Es wurde nun ein neuer Kolben bestellt, dieser traf in acht Tagen ein. Seit dem Einbauen dieses Kolbens arbeitet die Maschine wieder stossfrei.

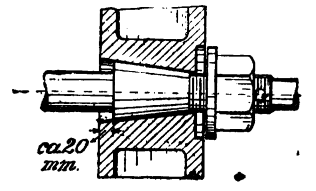


Fig. 196. Kolben.

Bei einer anderen Maschine hatte sich der Kolben um ca. 20 mm verschoben (*Fig. 196*).

44tes Beispiel. (Kolbenbruch. Mitgeteilt von einem Fachgenossen.)

Aufgefordert über die Zuverlässigkeit und Leistungsfähigkeit der Fördereinrichtung eines kleineren Bergwerks in entlegener Gegend ein Attest auszustellen, begab ich mich zu der betreffenden Anlage. Die Maschine, ein älteres Möbel von eigentümlicher Bauart, war äusserlich gut gewartet, auch war der Verschleiss in Zapfen und Bolzen nicht bedeutend. Auf Befragen über den Gang der Maschine erklärte der Wärter, es müsse in den **Cylindern** ein grosser **Verschleiss** stattgefunden haben, denn er könne bei Materialförderung den **Korb** nur dann von der untersten Sohle anheben, wenn er vorher ordentlich mit dickflüssigem Cylinderöl schmiere. Es musste demnach eine grosse **Undichtigkeit** der Schieber oder Kolben vorhanden sein, was sich auch bei Besichtigung des Auspuffs, der aus einem ununterbrochenen Strahl bestand, bestätigte. Da zur Zeit der Betrieb nicht ausgesetzt werden konnte, so wurde vereinbart, die Maschine an dem zwei Tage später liegenden Feiertage auseinanderzunehmen. Bei der Revision fand sich folgendes:

Die Schieber hatten tadellos gearbeitet, standen jedoch nicht ganz richtig. Ein Kolben war noch ziemlich gut und konnte vorläufig so gelassen werden. Die Stange des anderen Kolbens war 8 mm schwächer als die **Stopfbüchsbohrung**. Der Kolben rappelte beim Herausnehmen verdächtig; bei genauer Untersuchung wurde seine Beschaffenheit, wie nachstehende Skizze zeigt, festgestellt. Der Kolben hatte einen Durchmesser von 264 mm

bei 268 mm Cylinderdurchmesser; die einfache Feder hatte absolut keine Spannung mehr; die hinter die Schnittstelle geschraubte Platte war mitsamt der Befestigungsschraube lose geworden und in den Kolbenkörper gefallen, dort hatte sie bei dem immerwährenden Hin und Her den einen Kolbendeckel vollständig, den anderen bis über die Hälfte durchgeschlagen, auch die Feder war vollständig ausgehöhlt. Das Loch im Kolbendeckel hatte 20 mm Durchmesser und erweiterte sich nach innen auf ca. 50 mm. Der Dampf trat bei jedem einfachen Hube durch das Loch in den Kolben, presste die Feder fest an die Wandungen und entwich direkt nach der anderen Seite durch die Schnittstelle und den Spielraum von 2 mm zwischen Feder und Kolbenkörper. Wie viele Kohlen sind da in der langen Zeit, in welcher nicht nach der Maschine gesehen worden war, unnötig verbraucht worden und wieviel Geld bei den an der betreffenden Stelle so hohen Kohlenpreisen weggeworfen. Ein drastisches Beispiel dafür, wie verkehrt es ist, an Kosten für Maschinenrevisionen zu sparen, wie es leider bei den meisten kleinen Bergwerken der Fall ist.

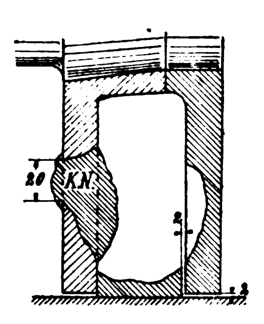


Fig. 196 a.

Um bei dem Betrieb keine Störung zu verursachen, wurde eine grosse Kupferniete in das Loch gestemmt und die Kolbendeckel etwas nachgefeilt, um die Dichtigkeit einigermassen zu erreichen, bis ein neuer Kolben fertig ist.

45tes Beispiel. (Kolbenbruch.)

Zum Betriebe einer Weberei und Spinnerei dient eine Tandemmaschine von nachstehenden Dimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders .	*340 mm,*
„ „ *Niederdruckcylinders* .	*550* „
Gemeinsamer Kolbenhub	*700* „
Tourenzahl pro Minute	*80,*
Kesselspannung	*7 Atm. abs.*

Die Maschine arbeitet mit Kondensation, besitzt Ventilsteuerung am Hoch- und Niederdruckcylinder und

arbeitete seit der Aufstellung (1893 oder 1894) zufriedenstellend, bis sich eines schönen Tages ein **Klopfen** in der Maschine einstellte.

Kreuzkopf-Schubstangen und Kurbellager wurden sofort untersucht und nachgestellt, jedoch der Schlag in der Maschine liess nicht nach.

Nach vielem Hin- und Herprobieren entschloss man sich endlich dazu, von einer am Ort befindlichen grösseren Maschinenfabrik einen Sachverständigen zur Untersuchung der Maschine zu verlangen.

Man liess nun die Maschine schnell und langsam, mit und ohne Belastung laufen, jedoch an der **Intensität** des Schlages änderte sich merkwürdigerweise nichts. Daraus entnahm man denn, dass der **Schlag** nicht in den **Lagern** des Kreuzkopfes, der Pleuelstange und der Kurbel, sondern innerhalb der **Dampfcylinder** zu suchen sein würde, und fand denn auch, dass am Hochdruckcylinder, besonders dann, wenn man das Ohr in Verbindung mit der Cylinderwand brachte, der Schlag besonders deutlich bei jedem Hubwechsel zu unterscheiden war.

Natürlich stellte man allerlei Vermutungen über die Ursache des Klopfens an und entschloss sich dann, da es Sonnabend war, bereits nachmittags 4 Uhr die Arbeit einzustellen und den Kolben des Hochdruckcylinders zu untersuchen.

Der **Dampfkolben** hatte nachstehende Konstruktion.

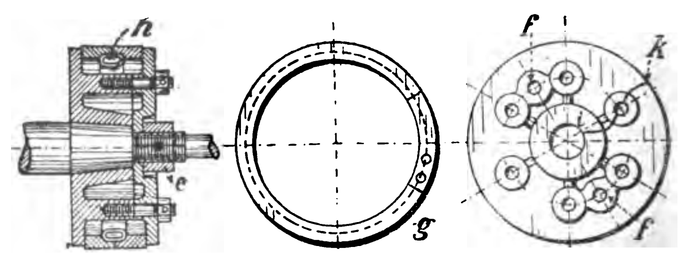


Fig. 197. Kolbenkörper. Fig. 198. Kolbenring. Fig. 199. Kolbendeckel

Man löste nun die mittelst Splinte gesicherten **Befestigungsschrauben** sowie die mit einem Stahlstift *e* durchbohrte **Kolbenmutter** und konnte dann den **Kolbendeckel,** nachdem man denselben mittelst Druckschrauben *f* abgepresst hatte, leicht zurückschieben.

Dabei fiel dann gleich ein Stück des vorderen **Kolbenringes** heraus, welcher an der Stelle *g* glatt abgebrochen war. Die Kolbenringe werden, wie hier noch bemerkt sei, durch eine auf einem Ringe *h* aufgeschobene, rund herumlaufende **Spiralfeder** von ovalem Querschnitt sowohl nach aussen an die Cylinderwand als auch seitlich an den Kolbenkörper angepresst, dichten mithin an drei Seiten. Man nennt diese Kolben vielfach selbstspannende, da bei eintretendem Verschleiss der Kolbenringe dieselben doch immer dicht an die Cylinderwand angepresst werden und so jahrelang laufen und sich auch ganz gut bewähren.

Bei näherer Beleuchtung fand man dann ferner, dass auch der **Kolbendeckel** einen **Riss** hatte, der von der Mitte ausgehend, über ein Schraubenloch bis zum Rande reichte (*Fig. 199*, *i* bis *k*).

Darüber, wie diese Defekte entstanden sein mögen, kann man schlechterdings nur Vermutungen anstellen. Man könnte in Wasserschlägen vielleicht eine Erklärung finden.

46tes Beispiel. (Kolbenbruch.)

Es handelt sich um den Kolben des Luftcylinders eines Luftkompressors von 350 mm Dampfcylinder-, 320 mm Luftcylinderdurchmesser und 450 mm Hub.

Der Maschinist, der den Luftkompressor zu bedienen hatte, vernahm eines Tages im Luftcylinder der Maschine, die etwa 80 Umdrehungen machte, **heftige Stösse**, worauf derselbe die Maschine abstellte.

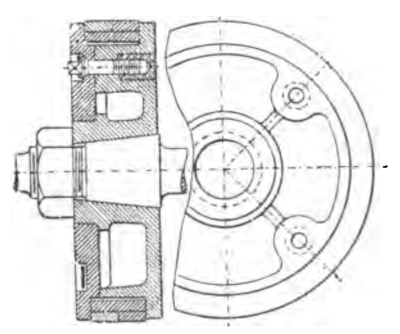


Fig. 200–201. Kolben.

Der Cylinderdeckel wurde abgenommen und es zeigte sich, dass der **Kolben gebrochen** war. Vor dem Kolben lag eine der Kolbenschrauben, die die Ursache des Bruches gewesen war.

Wie war nun diese Schraube aus ihrem Sitz im Kolben in den Cylinder hinein gekommen?

Wenn sich eine Kolbenschraube löst, so kann dieses doch nur allmählich geschehen; sie muss schliesslich an de-

Cylinderdeckel anstossen und dadurch die Aufmerksamkeit des Maschinisten erregen, ehe Brüche erfolgen.

In diesem Falle war es anders.

Von der anderen Seite des Kolbenkörpers sind in diesen cylindrische Rotgussmuttern eingesetzt (*Fig. 200*), die das Muttergewinde für die Kolbenschrauben enthalten. Diese ermöglichten es, dass die Schraube sich vollständig aus ihrem Verhältnis herausdrehen konnte, ohne sich dabei durch starkes Anstossen am Cylinderdeckel bemerkbar zu machen.

Nachdem nämlich die Schraube sich gelöst und soweit aus der Mutter herausgedreht hatte, dass ein **Anstossen am Cylinderdeckel** erfolgte, wurde die Mutter aus ihrem Sitz herausgeschoben und die Schraube konnte sich weiter lösen. Schliesslich musste auch die **Mutter anstossen** und verschoben werden. So wurden Mutter und Schraube bei jedem Hubwechsel hin- und hergestossen, bis die Schraube vollständig gelöst und aus dem Kolben herausfallen konnte. Hierauf waren Brüche unvermeidlich.

Die Schraube war platt geschlagen und der Kolben war in eine Menge von Stücken auseinander getrieben. Herbeigeführt war der Unfall durch die Fahrlässigkeit eines Schlossers, der an dem Kolben gearbeitet und es unterlassen hatte, die **Schraubensicherungen** anzubringen.

Um längeren Aufenthalt des Betriebes zu vermeiden, wurde ein alter Kolben, der früher in einer anderen Maschine gearbeitet hatte, verwendbar gemacht, was in einigen Tagen geschehen konnte.

47tes Beispiel. (Unfall durch gebrochene Schraubensicherung.)

„Kommen Sie doch einmal schnell nach unserer Fabrik; die Dampfmaschine will sich nicht drehen!“

„So, was ist denn damit los?“

„Ja, wenn wir das wüssten! Wir haben schon den ganzen Vormittag gesucht und alles Mögliche probiert; wenn man Dampf giebt, dreht sich die Maschine einigemal herum und bleibt dann stehen.“

Also eine streikende Maschine dachte ich und war neugierig, aus welchen Gründen die Maschine sich nicht drehen wollte.

Der Sicherheit wegen nahm ich den Indikator mit; denn es giebt häufig Fälle, wo ein Fehler erst durch umständliche und zeitraubende Untersuchung entdeckt werden kann, während man durch Anwendung des Indikators früher zum Ziele gelangt.

Die **Kompundmaschine,** um die es sich im vorliegenden Falle handelt, hat folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders .	*475 mm*
" " *Niederdruckcylinders* .	*800* "
Kolbenhub	*800* "
Umdrehungen	*70,*
Betriebsdruck	*6 Atm.*

Die Maschine besitzt an beiden Cylindern Ventilsteuerung für den Einlass und Hahnsteuerung für den

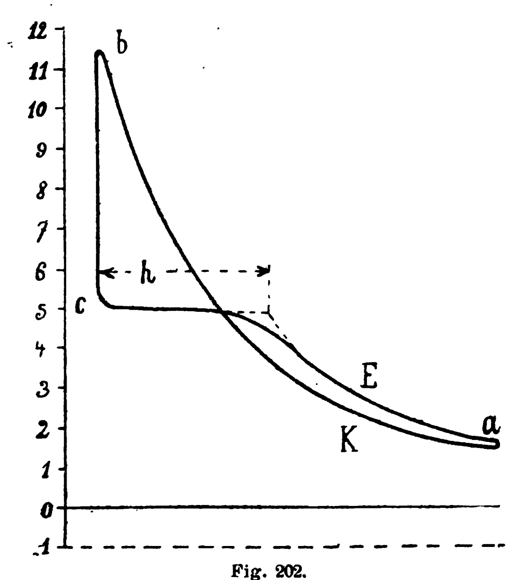


Fig. 202.
Diagramm des Hochdruckcylinders kurz vor dem Stillstand der Maschine.

h Dampfeintrittslinie, *E* Expansionslinie, *K* Austrittslinie (im vorliegenden Fall Kompressionslinie), *b*-*c* Druckausgleich des Kompressionsdampfes mit dem Keseldampf.

Auslass. Ich gab also der Maschine Dampf; das Resultat war, dass sich dieselbe einigemal (etwa 6—8mal) drehte,

um dann stillzustehen; ein Nachhelfen am Schwungrade führte zu keinem Resultat.

Während ich nun meinen Indikator anbringen liess, nahm ich eine **Besichtigung** der Maschine vor, hauptsächlich der **äusseren Steuerungsteile**, denn das war doch zweifellos, dass die Ursache in der Dampfverteilung liegen musste. Diese Untersuchung ergab jedoch nicht den geringsten Anhalt. Räder, Hebel u. s. w. sassen fest auf ihren Achsen; eine Verbiegung irgend welcher Art war nicht zu erkennen.

Die eigentümliche Form der Austrittskurve K von $a—b$ giebt zu erkennen, dass der Dampf überhaupt nicht entweichen kann; die ganze Austrittskurve ist eine Kompressionslinie, und zwar beginnt die Kompression schon im toten Punkte bei a und endet am anderen Hubende bei b. Dampfaustritt findet also überhaupt nicht statt.

Durch die genannte **Kompression** wird ein **Druck von $11^1/_2$ Atm.** erzeugt, während der Kesseldruck nur 6 Atm. beträgt.

Am Hubende b öffnet sich das Dampfeintrittsventil, und es tritt der im schädlichen Raum mit 11 Atm. vorhandene Kompressionsdampf solange in die Dampfrohrleitung bezw. nach dem Kessel zurück, bis ein **Druckausgleich** mit der Kesselspannung stattgefunden hat, im Diagramm ist der letztere Moment mit c bezeichnet.

Dass sich die Maschine unter diesen Verhältnissen nicht drehen konnte, ist klar, auch dass der **Fehler in den Auslasshähnen** des Hochdruckcylinders seine Ursache hatte. Der Antrieb dieser Auslasshähne wurde nochmals sorgfältig untersucht, die Hähne herausgenommen und noch immer war nichts zu entdecken.

Nach langem Suchen endlich konnte mittelst eines gebogenen Drahtes durch die langen Gehäuse der Auslasshähne festgestellt werden, dass sich im **Auslasskanal ein fremder Körper** befand, welcher sich bewegen liess.

Es war nun nötig, den Cylinderdeckel abzunehmen, und so fand sich denn **eine gebrochene Schraubensicherung.**

Die Sicherung der Kolbenmutterschrauben bestand aus dem bekannten Flacheisenring, durch welchen die viereckigen Köpfe der Schrauben gegen Drehung geschützt werden, wie in ***Fig. 203 - 205*** angedeutet.

In welcher Weise nun aber die gebrochene Schraubensicherung die Dampfverteilung so beeinflussen konnte, dass der Austrittskanal stets geschlossen blieb, war immer noch rätselhaft. Die wiederholt vorgenommene Untersuchung ergab keinen Fehler bezw. keine Beschädigung des Antriebes der Auslasshähne.

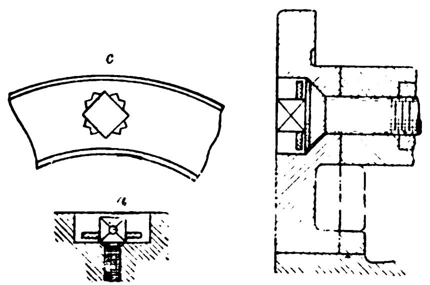


Fig. 203—205. Sicherung der Kolbenmutterschrauben.

Ich musste nun eine **Verdrehung der Hahnspindel** *b* ***(Fig. 206)*** annehmen und diese Annahme stellte sich denn auch als zutreffend heraus. Ohne an der äusseren Beschaffenheit der Spindel das Geringste erkennen zu können, ergab sich, dass dieselbe sich um 35° verdreht hatte.

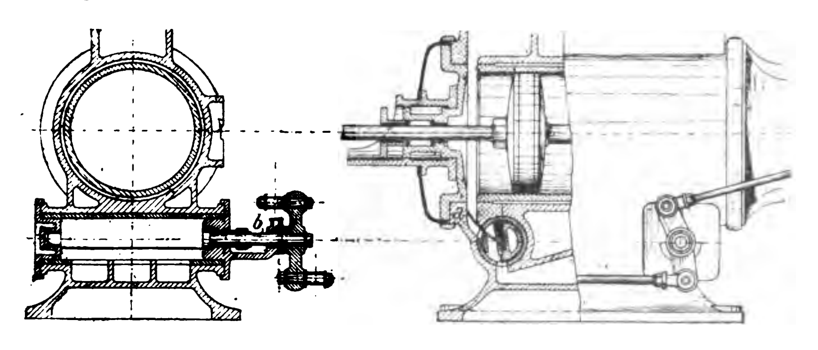


Fig. 206. Fig. 207.

a Stück der gebrochenen Kolbenschraubensicherung, *b* um 35° verdrehte Hahnspindel.

Da, wie schon erwähnt, die Spindel fast keine Beschädigung aufwies, keilten wir einfach den Hebel neu auf, so dass der Auslasskanal wieder rechtzeitig sich öffnete und die Maschine arbeitet wieder so zufriedenstellend wie vorher.

Die Untersuchung und das Neu-Aufkeilen des Hebels bedurfte bis zur Wiederinbetriebsetzung 4 Stunden.

Durch welche Umstände kann aber nun das Verdrehen der Spindel hervorgerufen sein? Die einzige Erklärung ist folgende:

Zuerst trat der erwähnte Bruch der Kolbenschraubensicherung ein; ein Stück von dieser Sicherung gelangte in den hinteren Auslasskanal (dieses Stück ist in *Fig. 207* angedeutet und mit *a* bezeichnet). Das Steuergestänge setzte seine Bewegung fort und das eingeklemmte Stück *a* veranlasste die Verdrehung der Spindel des Auslasshahnes.

Dieses erwähnte Stück *a* muss jedoch dann aus irgend einem Umstand wieder in den Cylinderraum zurückgelangt sein, denn sonst hätte man die Sachlage beim Herausnehmen der Auslasshähne entdeckt.

Nachdem nun so die Ursache festgestellt, ergab eine nochmalige Besichtigung des Auslasshahnes eine ganz kleine kaum merkbare Beschädigung an der Stelle, an welcher sich das Stück *a* festgeklemmt hatte.

Die Folgerung, die wir aus diesem Unfall zu ziehen haben, heisst also: **Besondere Aufmerksamkeit den Schraubensicherungen bei Dampfkolben.**

48tes Beispiel.

Eine neue Schiffsmaschine mit Oberflächenkondensation hat folgende Abmessungen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders . .	*870*	*mm,*
„ „ *Mitteldruckcylinders* . .	*1380*	„
„ „ *Niederdruckcylinders* .	*2175*	„
Gemeinschaftlicher Hub	*950*	„
Dampfdruck	*12*	*Atm.*

Indizierte Leistung bei 115 Umdrehungen pro Minute etwa 4400 PS.

Der Dampf expandiert stufenweise in den einzelnen Cylindern von 12 auf 5,5 auf 2 Atm.

Bei den jüngst unternommenen Probefahrten, die im allgemeinen zufriedenstellend verliefen, zeigte die **Stopfbüchse des Hochdruckcylinders** starkes Blasen, welches sich auch durch wiederholtes Nachziehen nicht beseitigen liess.

Auch machte sich, namentlich bei erhöhter Tourenzahl, ein ziemlich **heftiger Schlag** am Kreuzkopf bemerkbar.

Beim Stillliegen des Schiffes verpackte man die Stopfbüchse aufs neue und stellte die Gleitschuhe des Kreuzkopfes ein wenig nach.

Am andern Tage wurden die Fahrten fortgesetzt, der Schlag am Kreuzkopf hatte sich bedeutend vermindert, wenngleich eine noch ziemlich fühlbare Erschütterung der Gleitbahn eintrat, die Stopfbüchse jedoch blies nach kurzer Zeit ebenso stark wie vorher.

Gleichzeitig fing die **Kolbenstange** an Riefen zu bekommen. Aus der Stopfbüchse tropfte fortwährend eine zähe schwarze Schmiere ab, so dass bald Pleuelstange, Kurbel, Excenter davon vollständig beschmutzt waren. Daraus war deutlich zu erkennen, dass der Dampfkolben die **Cylinderwände angriff.**

Selbst durch reichliches Schmieren des Cylinders liess sich dieser Übelstand nicht beseitigen, und da sich das Schiff auf einer mehrtägigen Dauerfahrt befand, so musste man unter diesen Umständen weiter dampfen, bis man den Hafen erreicht hatte, wo das Schiff sofort nach der Werft verholte.

Man öffnete nun die Deckel aller Cylinder, um die Cylinderwände einer Kontrolle unterziehen zu können. Während Mittel- und Niederdruckcylinder gut gelaufen hatten, zeigte der Hochdruckcylinder, sowie dessen Kolbenring so **tiefe Riefen,** dass letzterer unbrauchbar wurde, da sein Durchmesser beinahe 4 mm kleiner geworden war.

Die gussstählerne **Kolbenstange** von 170 mm Durchmesser war **2 mm schwächer** geworden und derartig riefig, dass ein weiterer Betrieb mit derselben unmöglich wurde. Man musste sie daher aus dem Cylinder herausnehmen und eine an Bord befindliche Reservestange einbauen.

Dies war nun in Anbetracht der riesigen Dimensionen der ganzen Maschine, sowie des beschränkten Raumes wegen, eine ziemlich umständliche und zeitraubende Sache. Da man jedoch jederzeit auf derartige Fälle vorbereitet sein muss, so hat man auch stets die dazu nötigen Hülfswerkzeuge an Bord, die die ganze Arbeit wesentlich erleichtern.

Zunächst musste der Kolben von der Stange gelöst werden, auf welcher er durch Konus nebst Mutter und Splind befestigt ist.

Nachdem Splint und Mutter entfernt waren, setzte man die Abdrückvorrichtung auf den Kolben auf.

Zu dem Ende trägt derselbe ein Gewinde *G* (*Fig. 208*), auf das die Haube *H* aufgeschraubt wird. Diese trägt wiederum die Druckschraube *S*. Beim Anziehen dieser Schraube übt man naturgemäss einen Druck auf die Kolbenstange in der Längsrichtung aus, welcher genügt, um den Kolben von dem Stangenkonus abzudrücken. Nunmehr kann man den Kolben mittelst Flaschenzug aus dem Cylinder herausziehen.

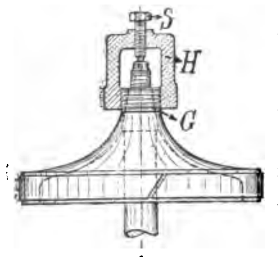


Fig. 208.

Um die Ketten sicher befestigen zu können, schraubt man mehrere sogen. Augbolzen (*Fig. 209*) in den Kolbenkörper ein.

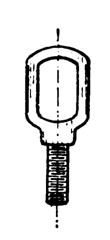


Fig. 209.

Ähnlich wie beim Kolben verfährt man beim **Lösen des Kreuzkopfes** von der Kolbenstange, welcher ebenfalls mit Konus und Mutter befestigt ist.

Hier nimmt man zunächst die Kreuzkopflager der Pleuelstange auseinander, um die Mutter von der Kolbenstange entfernen zu können, wobei jedoch vorher der Kreuzkopf durch vorgesetzte Schienen auf der Gleitbahn abgefangen werden muss, damit er nicht heruntersaust.

Ist nun die Mutter abgeschraubt, so bringt man einen Klotz *H* (*Fig. 210*) zwischen die Gabel der Pleuelstange und dreht hierauf die Maschine soweit zurück, dass besagter Klotz an das Ende der Kolbenstange anstösst. Nun setzt man die Deckel des Kreuzkopflagers wieder auf und schraubt die Muttern *M* wieder auf die Lagerschraubenbolzen.

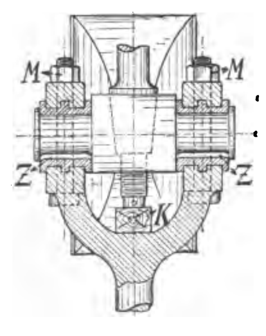


Fig. 210.

Ganz dicht zusammen bekommt man die Lager natürlich nicht, weil dies ja der vorgelegte Klotz verhindert, es bleibt also ein Zwischenraum *Z*.

Ein weiteres kräftiges Anziehen der Muttern M bewirkt einen starken Druck auf die Kolbenstange, so dass dieselbe vom Kreuzkopf gelöst wird.

Auf die beschriebene Weise konnte man bequem und sicher arbeiten, ohne Zuhilfenahme von schweren Vorschlaghämmern, bei deren Anwendung das äussere der Maschinenteile gewöhnlich sehr leidet.

Nachdem nun somit die Kolbenstange überall gelöst war, entfernte man noch die zweiteilige Grund- und Stopfbüchse und hob die Stange aus dem Cylinder heraus, wobei man auch hier einen Augbolzen in die Stange geschraubt hatte, um die Kette des Flaschenzuges sicher fest zu machen.

Während der Zeit, in der ein neuer Kolbenring angefertigt wurde, reinigte man den Cylinder innen sorgfältig von der alten anhaftenden Schmiere und versuchte dann die eingefressenen Riefen dadurch einigermassen zu glätten, dass ein Mann die Cylinderwände ringsum mit einem Stück Schmirgelstein nachschliff, eine jedenfalls sehr mühsame und zeitraubende Arbeit.

Man baute nun die Reservekolbenstange ein und touschierte die Metallpackung der Stopfbüche sorgfältig auf die Stange auf. Nachdem dann noch der Kolben wieder auf der Stange befestigt war, konnte man den Cylinderdeckel wieder aufschrauben.

Bei all den vorgenannten Arbeiten ist es oft nötig, dass die Maschine grössere oder kleinere Strecken gedreht werden muss und dabei leistete eine kleine besondere Dampfmaschine vortreffliche Dienste, dieselbe wirkt durch ein doppeltes Schneckenvorgelege auf die Kurbelwelle der Hauptmaschine und ist durch eine einfache Umsteuerung für Vor- und Rückwärtsgang eingerichtet. Der Hauptvorteil ihrer Anwendung besteht in der bedeutenden Zeitersparnis.

Ältere und kleinere Schiffsmaschinen haben gewöhnlich diese Drehmaschinen nicht, sondern hier hat man nur Handdrehvorrichtungen, mit denen man die Hauptmaschine eben nur unter grösserem Zeitaufwand bewegen kann.

Ausser den drei Dampfcylindern öffnete man noch die Deckel der Schieberkästen, und revidierte die Kolbenschieber gründlich ab.

Ausserdem öffnete man die Maschinenlenzpumpe und drehte deren Gummiventilklappen um, die beiden Luftpumpen nahm man nicht auf, da sich nicht die geringste Unregelmässigkeit während des Betriebes bei ihnen gezeigt hatte.

Als Grund für das erwähnte Fressen des Kolbens im Hochdruckcylinder nimmt man an, dass trotz vorherigen Ausblasens noch Formsand in den Dampfkanälen zurückgeblieben sei, welcher dann nach dem Cylinder mitgerissen wurde. Gegenwärtig ist die Maschine wieder fertig zusammengebaut und will man bei den nächsten Probefahrten gleichzeitig Versuche anstellen, bei welcher Steigung der Schraubenflügel die günstigste Leistung für die Maschine erzielt wird. Die grossen Schiffsschrauben wurden bekanntlich nicht aus einem Stück gefertigt, sondern die Flügel werden einzeln auf die Schraubennabe aufgeschraubt, so dass sie für jede Steigung eingestellt werden können, zu welchem Zwecke das Schiff natürlich jedesmal nach dem Trockendock verholen muss.

Die Kolbenstange.*)

Als am meisten vorkommende Krankheit ist hier das Fressen bezw. das Riefigwerden der Kolbenstange zu erwähnen. Auch bei neuen Maschinen findet man nach kurzer Betriebszeit beschädigte Kolbenstangen.

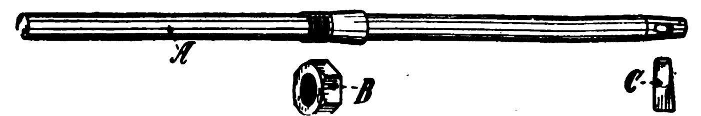


Fig. 211—213. Kolbenstange.
A Kolbenstange, *B* Kolbenmutter, *C* Kreuzkopfkeil.

Die Gründe, welche das **Fressen der Kolbenstange** veranlassen, sind hauptsächlich folgende:

1. Die **Grundringe** und das **Futter** der Stopfbüchse werden zu **eng gebohrt.** Infolgedessen reibt sich die Stange und dadurch tritt das Fressen ein.

2. Die **Schmierung** der Kolbenstange ist eine **mangelhafte** und ungenügende. An den Stopfbüchsen ist meistens ein Schmiergefäss für Dochtschmierung eingegossen. Diese Einrichtung *(Fig. 236 u. 244)* ist ungenügend, sie versagt zu oft. Man beachte deshalb folgendes:

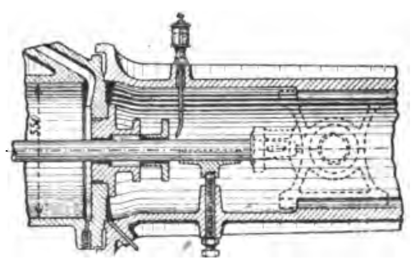


Fig. 214. Anordnung des Tropfölers.

a) die Grundringe und Stopfbüchs-Fütterung sind 1 mm **weiter zu bohren,** als der Durchmesser der Kolbenstange,

b) zum Schmieren der Kolbenstange ordne man hinten und vorn **besondere Schmiergefässe** (Tropföler) nach *Fig. 214—217* an.

*) Krummwerden und Festbrennen der Kolbenstange siehe Inhaltsverzeichnis unter K.

Fig. 214 zeigt die Anordnung eines Tropfölers für die vordere Seite der Kolbenstange.

Für Tandemmaschinen (also **Maschinen** mit hintereinanderliegenden grossen und kleinen Cylindern) macht man die Schmierung nach ***Fig. 215—216.***

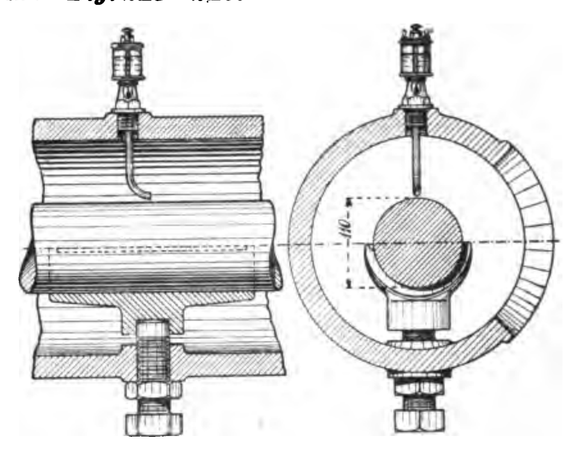


Fig. 215—216. Schmierung der Kolbenstange für Tandemmaschinen [im Verbindungsstück der beiden Cylinder.]

Hat der Lieferant der Maschine unterlassen, die erwähnten Schmiereinrichtungen anzubringen, so geschieht die Befestigung der Tropföler auf irgend eine leicht durchführbare Weise, wie z. B. in ***Fig 217*** dargestellt ist.

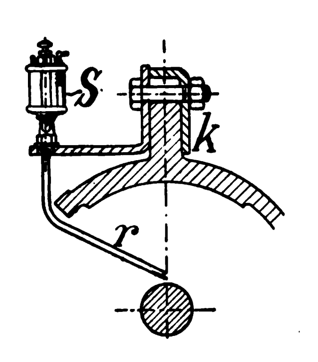


Fig. 217.
Anbringen des Öltropfers für die vordere Kolbenstange.

Man ordnet wohl auch zur besseren Verteilung des Öles eine **Bürste** an, die das aus dem Öltropfer kommende Öl **gleichmässig** auf die Kolbenstange verteilt. Diese Methode eignet sich da gut, wo die Kolbenstange besonders stark gefressen hat. ***Fig. 218—219*** zeigt, wie man auf diese Weise die hinten durchgeführte Kolbenstange schmiert und wie der Öltropfer und die Bürste befestigt werden.

Ich war früher der Meinung, dass das Fressen der Kolbenstange der schlechten Beschaffenheit des **Packungsmaterials**

zuzuschreiben sei. Da ich jedoch durch Anordnung der erwähnten Tropföler selbst die riefigste Kolbenstange wieder glatt bekommen habe, so bin ich zu der Überzeugung gelangt:

die **Kolbenstange kann man nur durch richtige Schmierung in gutem Zustande halten.**

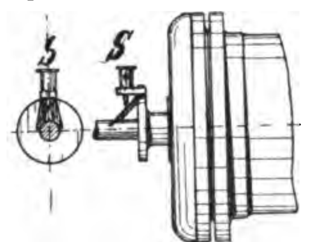


Fig. 218—219.
Anordnung von Tropföler und Bürste für die hintere Kolbenstange.

Ist die Kolbenstange erst spiegelblank, dann kann man die Zuführung von Schmieröl unterlassen, bis eine neue Stopfbüchspackung angelegt wird, oder die Stange aus anderem Grunde zu fressen beginnt.

Natürlich spielt auch hier die Güte des verwandten Öles eine Hauptrolle. Bei minderwertigem Öl wird trotz reichlicher Schmierung die Kolbenstange angegriffen.

Verwendet man bestes Cylinderöl, vergl. S. 149, welches die Eigenschaft hat, in die kleinsten Poren der Gleitflächen einzudringen, so bleibt die Kolbenstange auch ohne Anbringen der äusseren Schmiergefässe glatt; dagegen wird sich bei Verwendung von minderwertigem Öl, wie man es von Händlern bezieht, stets Beschädigung zeigen.

Über

Krummwerden der Kolbenstange

siehe Inhaltsverzeichnis unter K.

Brüche von Kolbenstangen.

Brüche der Kolbenstange in der Gegend des Keilloches hat man besonders bei englischen Maschinen beobachtet, woraus man schliessen dürfte, dass der englische Konstrukteur hier weniger vorsichtig zu Werke geht als der deutsche.

M. Longridge berichtet über Unfälle an englischen Maschinen im „Engineering“ Nr. 1620, 1897 folgendes:

Die Ursachen der Brüche lassen sich wie folgt einteilen:

A. Brüche an den Keillöchern für den Kreuzkopf 15

B. Gebrochene oder herausgefallene Keile:

Lose geworden durch zu schwache Konstruktion oder Abnutzung 2

Durch Wasserschlag im Cylinder locker gewordene oder herausgefallene 2

C. Abscheren des Gewindes 2

Stangen, gebrochen am Kolbenende:

D. Brüche des eingeschraubten Endes der Stange 2

E. Bruch im Keilloch durch Verrosten 1

F. Im Kolben gebrochen, Ursache nicht bekannt 2

Von den 15 Fällen der Gruppe A. geben folgende Tabelle und *Fig. 1—12* über 12 Fälle näheren Aufschluss

Die Belastung wurde nur unter Berücksichtigung der von dem Kolben zu übertragenden Drücke gerechnet. Die Beanspruchung durch Eintreiben der Keile, welche unter Umständen bedeutend werden kann, ist vernachlässigt. Die Brüche rühren in ihrer Mehrzahl vermutlich von mangelhafter Ausführung der Verkeilung her.

Auch ist grosse plötzliche Querschnittsänderung, wie *Fig. 12* zeigt, speciell bei Stahl schädlich, da derselbe in diesem Falle gerne bricht. Das Keilen gegen eine angepasste Fläche oder zu grosse Konizität ist möglichst zu vermeiden, weil dieses von schädlichem Ein-

Kolbenstangenbrüche am Kreuzkopfende.

Nr. der Figur	Belastung kg per qcm	Millionen Touren	Material
1	400	111	Schmiedeeisen
2	760	44	"
3	460	117	"
4	550	46	Siemens-Martin-Stahl
5	650	104	Bessemerstahl
6	370	138	Schmiedeeisen
7	600	3½	"
8	150	59	"
	215	59	"
9	350	68	"
10	300	25	"
11	340	144	Siemens-Martin-Stahl
12	320	88½	"

fluss auf das Stück vor dem Keil sein kann. Als beste Methode giebt der Verfasser des Artikels an, das Ende der Kolbenstange, welches in den Kreuzkopf tritt, gerade zu machen und demselben nur unten einen kleinen **Anzug** zu geben.*)

Kann die Stange durchtreten, so ist Gewinde mit Mutter vorzuziehen.

*) Diesem Vorschlage können wir nicht zustimmen, da bekanntlich die cylindrisch eingepassten Kolbenstangen sehr schwer vom Kreuzkopf zu lösen sind.

Der Dampfcylinder.

Eins der wichtigsten Teile der Dampfmaschine ist der Dampfcylinder. Ein allgemeines Bild üblicher Ausführung zeigt **Fig. 232—235.** Der mit *A* bezeichnete Einsatzcylinder (mit der Laufbahn *a* für den Kolben)

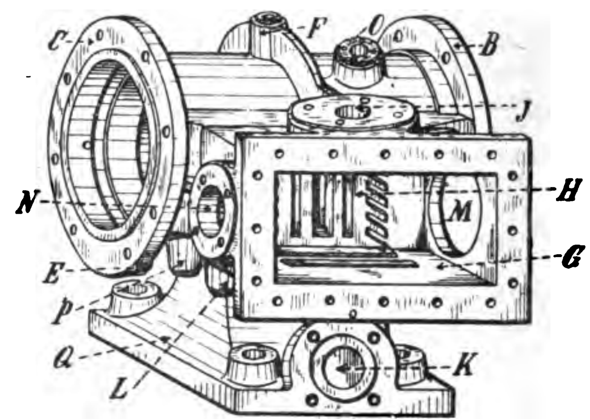


Fig. 232. Dampfcylinder für Schiebersteuerung.

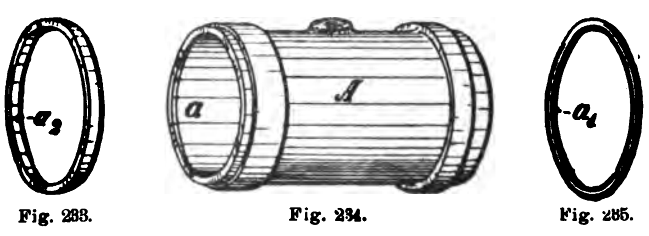


Fig. 233. **Fig. 234.** **Fig. 235.**

A **Einsatzcylinder,** *a* **Lauffläche,** a_1 Gummischnur zum Dichten des vorderen Teiles des Einsatzcylinders, a_2 Kupferring zum Dichten des hinteren Teiles des Einsatzcylinders, *B* **vorderer Cylinderflansch,** *C* **hinterer Cylinderflansch,** *E* und E_1 **Nocken** für Wasserablasshähne (Schlammhähne) für beide Cylinderseiten, *F* **Nocken** zum Cylinderschmierhahn, *G* **Schieberkasten,** *H* **Schieberspiegel,** *J* **Dampfeinlass,** *K* **Dampfauslass,** *L* **Nocken** zum Wasserablasshahn für den Schieberkasten, *M* **Öffnung** für die Schieberstangen, *N* hintere **Öffnung** für die Expansionsschieberstange, *O* **Flansch** für die Mantelheizung, *P* **Wasserablass** der Mantelheizung, *Q* **Cylinderfuss.**

wird in den Cylinder eingesetzt, und an der vorderen Cylinderseite mit Gummidichtung a_1 (Schnur 8 mm Durchmesser) verdichtet, an der hinteren mit Kupferring a_2 verstemmt.

Der vordere Cylinderdeckel *(Fig. 236—243)* sitzt zwischen Dampfcylinder und Kreuzkopf, die Stopf-

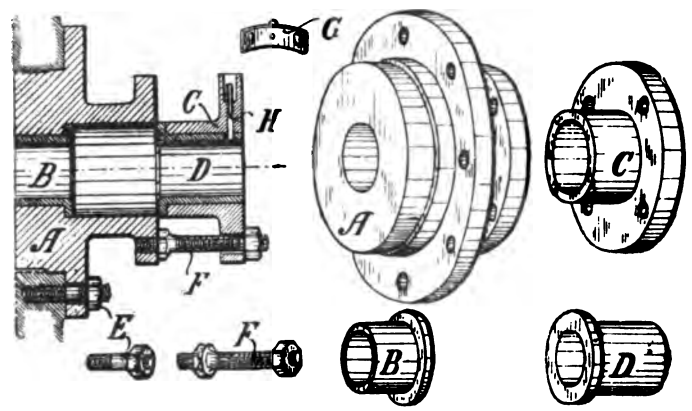


Fig. 236—243. Vorderer Cylinderdeckel (Kurbelseite).

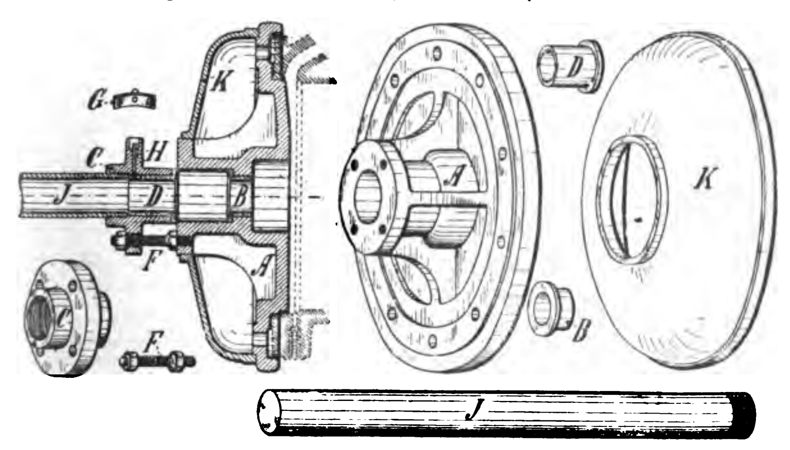


Fig. 244—251. Hinterer Cylinderdeckel (Deckelseite).

Benennungen der Teile *(Fig. 244—251)*: *A* **Stopfbüchsgehäuse,** *B* **Grundring,** *C* **Stopfbüchse,** *D* **Futter** der Stopfbüchse, *E* **Stiftschrauben,** *F* **Stopfbüchsschrauben,** *G* **Schmiertopfdeckel,** *H* **Schmierröhrchen,** *J* **Gasrohr,** *K* **Schutzhaube.**

büchse *C* ist mit Schmierröhrchen *H* versehen, durch welches jedoch eine gute Schmierung der Kolbenstange sich nicht erreichen lässt.

Die gebräuchliche Anwendung des Schutzrohres *J* am hinteren Cylinderdeckel hat den Nachteil, dass man ein Riefigwerden der Kolbenstange nicht gut beobachten und die Kolbenstange, wenn nötig, nicht genügend ölen kann (s. Seite 98).

Wir wollen uns nun zuerst befassen mit dem

Bruch des Dampfcylinders.

Grössere Betriebsstörungen verursacht immer ein Bruch des Dampfcylinders.

Brüche bezw. Risse im Gusskörper des Cylinders sind in den meisten Fällen eine Folge von:

1. **Gussspannungen**

im Material selbst, entstanden durch ungleichmässige Verteilung der Wandstärken, zu scharfe Übergänge, durch ungleichmässiges Erkalten des Gussstückes etc.

2. **Wasseransammlung im Cylinder,**

an einer Kolbenseite sammelt sich durch irgend einen Umstand (mitgerissenes Kesselwasser, Kondenswasser aus der Rohrleitung, falsch angeordnete Kondensation, unrichtige Anordnung der Ablass- bezw. Schlammhähne) Wasser an, welches dem Kolben ein mechanisches Hindernis entgegensetzt und zum Bruch des Gestänges, in vielen Fällen aber zum Bruch des Cylinderdeckels und des Dampfcylinders führt.

1. Brüche infolge Gussspannung.

Der Beweis, dass viele Brüche auf die Gussspannungen zurückzuführen sind, ergiebt sich durch die Thatsache, dass häufig als Ersatz angefertigte neue Cylinder **an derselben Stelle** wie der erste Cylinder einen Riss oder Bruch zeigen.

Natürlich lassen sich **allgemeine Regeln für die Reparatur** gebrochener Dampfcylinder nicht auf-

stellen. Die Brüche selbst treten an verschiedenen Stellen auf, auch ist die Form der Cylinder je nach Zweck und Konstruktion eine zu verschiedene. Würden alle Reparaturen, welche mit Erfolg und in möglichst kurzer Zeit, sowie solche, bei welchen die Reparatur erfolglos vorgenommen sind, gesammelt, so ergäbe dies wertvolle Anhaltspunkte bei vorkommenden Unfällen, um die grossen Verluste durch Betriebsstörungen möglichst zu vermeiden.

Die **Ursache** der Cylinderbrüche lässt sich auch in manchen Fällen nicht sicher feststellen.

49tes Beispiel. (Bruch des Dampfcylinders.)

Eine **Dampfmaschine,** welche zum Betrieb einer Fabrik feuerfester Produkte diente, hatte folgende Hauptdimensionen:

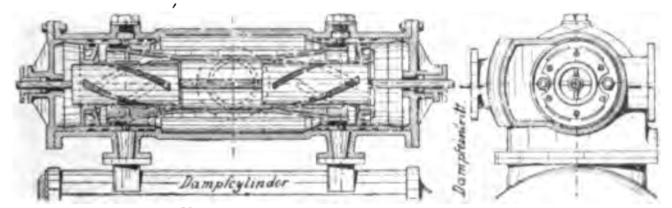


Fig. 252—253. Riderkolbenschieber.

Durchmesser des Dampfcylinders .	*780*	*mm,*
Kolbenhub der Maschine	*1200*	„
Umdrehungen pro Minute	*85*	
Dampfdruck im Cylinder	*6*	*Atm.*

Die Maschine arbeitet mit Auspuff und besitzt Kolbensteuerung nach *Fig. 252—253.* Letztere wird von einem Hartungschen Regulator je nach dem Kraftbedarf der Arbeitsmaschinen eingestellt.

Die Maschine war ungefähr ein Jahr im Betrieb und arbeitete zwar nicht besonders ruhig, jedoch im allgemeinen zufriedenstellend.

Eines Tages **brach** während des Betriebes der **hintere Cylinderdeckel.** Die Stücke flogen etwa 1 m vom Cylinder entfernt zur Erde. Glücklicherweise wurden Menschen nicht verletzt. Durch schleuniges Abstellen des Dampfes am Dampfkessel gelang es, das Ausströmen einer grossen Menge Dampf zu verhindern.

Die Untersuchung ergab, dass nicht nur der Cylinderdeckel, sondern auch der Dampfcylinder einen Bruch nachwies, wie in *Fig.* **254 – 256** gezeichnet. Der Stutzen bezw. Dampfkanal, an welchem das Kolbenschiebergehäuse befestigt, war auf der ganzen Hälfte abgebrochen.

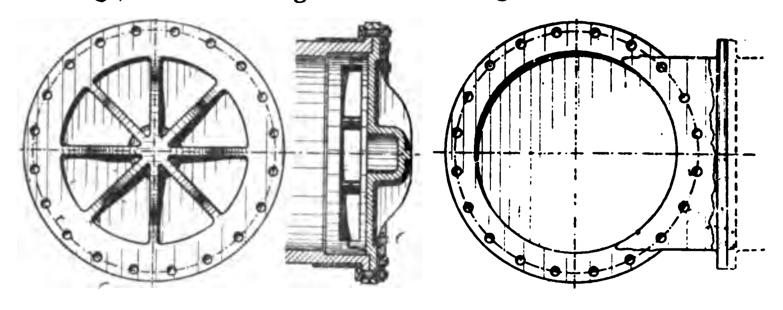


Fig. 254. **Fig. 255.** **Fig. 256.**
Bruch des Dampfcylinders.

Hier war guter Rat teuer. Für einen neuen Cylinder verlangt der Fabrikant immerhin acht Wochen Lieferzeit. Letztere hätte einen enormen Verlust durch Betriebsstörungen verursacht.

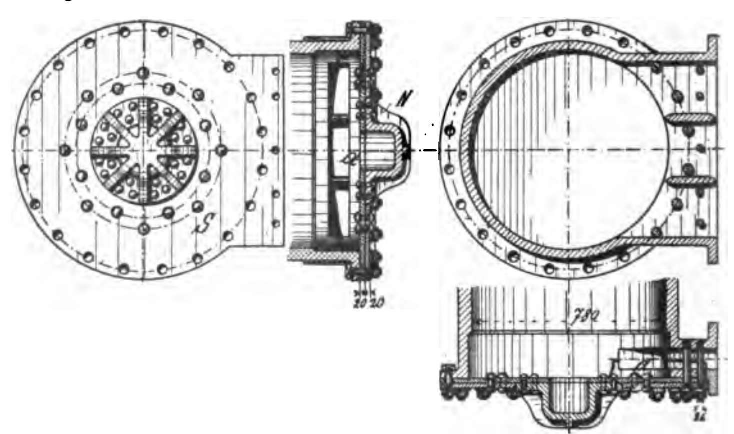


Fig. 257. **Fig. 258 – 259.**
Schmiedeeiserner Cylinderdeckel und Reparatur des Dampfcylinders.

„Wir müssen die Maschine reparieren und arbeiten", sagte der Betriebschef und überliess dem Maschinenmeister das Wie. Letzterer machte sich denn auch an die Arbeit

und nach fünf Tagen fand die Wiederinbetriebsetzung der Maschine statt.

Fig. 258—259 zeigt die **Reparatur des gebrochenen Cylinderteiles** an der Seite des Stutzens *(Fig. 259).* Man hatte bei *a* fünf Stiftschrauben eingebracht, ebenso die Cylinderdeckelschrauben durch lange Stiftschrauben ersetzt, welche durch den Dampfkanal hindurch mit Gewinde in die hintere Rückwand des Kanalstutzens bei *b* eingeschraubt wurden.

Als Ersatz für den gebrochenen **Cylinderdeckel** hatte man einen solchen aus zwei Lagen **Eisenblech** von je 20 mm Stärke angefertigt. In der Mitte wurde für die Aussparung der Kolbenmutter das Stück *N* von dem gebrochenen gusseisernen Cylinderdeckel verwendet.

Mit dieser so reparierten Maschine konnte denn auch der Betrieb bis zum Einbau des neuen Dampfcylinders aufrecht erhalten werden. Allerdings machte der Cylinderdeckel einen beängstigenden Eindruck. Derselbe bog sich bei jedem Hube **auffallend viel durch,** so dass man unwillkürlich einen Aufenthalt hinter dem Cylinder vermied.

50tes Beispiel. (Bruch des Dampfcylinders.)

Ein neuer grösserer Rheindampfer mit einer Maschine von 800 indizierten Pferdestärken wurde vor 12 Jahren in Betrieb gesetzt, die Probefahrt ging glücklich von statten. Kurz vor Schluss derselben entstand am Schieberkasten **ein Riss,** durch welchen so viel Dampf entströmte, dass die im Maschinenraum befindlichen Personen schleunigst nach Deck flüchteten.

Den Dampf konnte man noch rechtzeitig abstellen, so dass weiteres Unheil vermieden wurde.

Es war nichts anderes zu machen, als den Cylinder so gut es anging zu reparieren. Dieses geschah mittelst **Zuganker, Laschen** und **Spannschrauben** und gelang vollständig. Der Riss im Schieberkasten blieb bei der nächsten Probefahrt dicht. Selbstverständlich nahm man sofort einen **neuen Dampfcylinder** in Arbeit. Dieser wurde fertig gestellt, und während er noch in der Montagehalle der Maschinenfabrik lag, stellte sich dort **an derselben Stelle** des Schieberkastens, wie beim alten Cylinder, der Riss ein.

Man fertigte einen dritten Ersatzcylinder an, dieser ist aber bis heute noch nicht eingebaut, da die Maschine mit dem reparierten Cylinder ausgezeichnet arbeitet und der Dampfer als einer der leistungsfähigsten Rheindampfer gilt.

51tes Beispiel. (Bruch des Dampfcylinders.)

Der Cylinder (430 mm Durchmesser) einer Maschine zum Betriebe eines Sägwerkes ist für Ventilsteuerung konstruiert und, wie in ***Fig. 260—261*** gezeichnet, der Dampfmantel direkt **mit dem Cylinder aus einem Stück** gegossen.

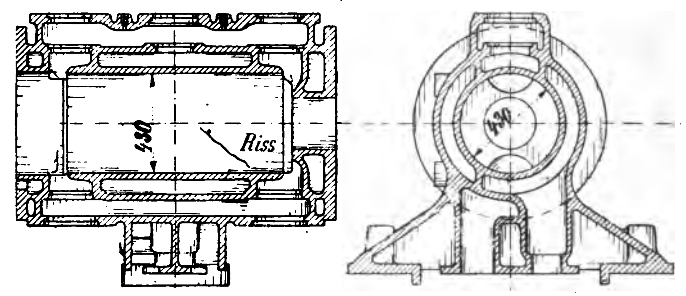


Fig. 260—261. Dampfcylinder (gerissen).

Nach zweimonatlichem Betriebe öffnete man den Cylinderdeckel, um zu sehen, ob der Kolben gut gearbeitet hatte und war sehr erstaunt, als man den in ***Fig. 260*** **gezeichneten Riss** (1—2 mm breit und 250 mm lang) vorfand.

Auch hier liegt die Ursache in **Gussspannung.** Wie die Abbildung zeigt, haben wir es mit einem äusserst komplizierten Gussstück zu thun, welches auch verschiedene Wandstärken, an manchen Stellen auch vielleicht ganz scharfe Übergänge besitzt.

Selbstverständlich verlangte der Empfänger einen neuen Dampfcylinder, bei welchem dann der Dampfmantel nicht eingegossen, sondern ein Einsatzcylinder, wie in ***Fig. 254*** gezeichnet, angeordnet wurde.

52tes Beispiel. (Bruch des Cylinderfusses.)

Eine **stehende Dreifach-Expansionsmaschine** von 700 Pferdestärken war kaum ein Vierteljahr im Betriob, als der Maschinist an dem einen Fuss, mit welchem der

Cylinder auf dem Rahmen festgeschraubt ist *(Fig. 263)*, **Risse** bemerkte.

Es war der Hochdruckcylinder von:

Durchmesser . . . . 600 *mm*,
Hub . . . . 700 „
Dampfdruck . . . . 11 *Atm.*

Während des Betriebes konnte man beobachten, wie die **Risse**, welche sich auf die ganze Breite des Fusses erstreckten, bei jedem einfachen Kolbenhub um ca. 1 mm **auseinander klafften** *(Fig. 262)*.

Natürlich schien ein weiteres Arbeiten mit dem Cylinder bedenklich, man fertigte eine 26 mm starke, schmiedeeiserne Lasche an und befestigte dieselbe gut mit Kopfschrauben, also das Gewinde in den gusseisernen Fuss eingeschnitten.

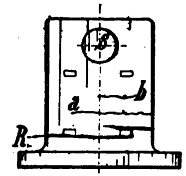
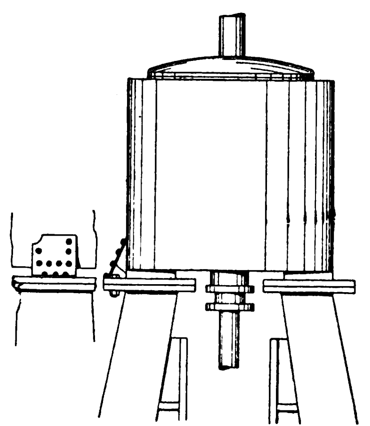


Fig. 262. Fuss.


Fig. 263—264. Reparatur des gesprungenen Fusses.

Dieses hielt denn auch ganz gut; jedoch mussten sehr häufig die Schrauben wieder fest nachgezogen werden, da sich dieselben lockerten.

Mit der Zeit wurde die Sache jedoch bedenklich und man ersetzte die in *Fig. 263* gezeichnete **Lasche** durch ein **kräftiges** Schmiedestück (in *Fig. 265—266* mit *P* be-

zeichnet), welches den gusseisernen Vorsprung *S* umfasst und durch die Fussschrauben des Cylinders festgehalten wird.

Beim Anbringen der Lasche untersuchte man die **Risse** in dem gesprungenen Fuss genauer, man fand als Ursache mangelhaften Guss. An den Stellen *a* und *b* ***(Fig. 266)*** war zu erkennen, dass das Gussstück hier von Haus aus Risse gehabt hat, welche wahrscheinlich infolge Nachgiessens einer Partie Gusseisen entstanden sind. Die Stellen *a* und *b* sind „kalt geschweisst", wie man zu sagen pflegt. Der Riss *c* am Ventilgehäuse der andern Cylinderseite ist erst später während des Betriebes eingetreten infolge der Biegungen, welche das Auf- und Abgehen des

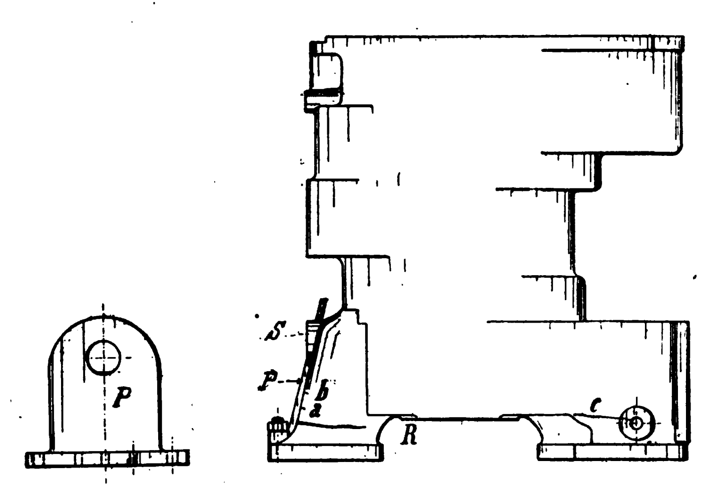


Fig. 265. Lasche. Fig. 266. Ansicht des Cylinders.

linken Fusses verursachte. Gussspannungen haben vielleicht auch ihr Möglichstes beigetragen. Der Riss *c* zeigt stets **Undichtheiten**, jedoch sind dieselben seit Anbringung der Lasche *P* geringer geworden. Wenn nun auch der Lieferant einen neuen Reservecylinder gratis geliefert hat, so ist für ihn die Angelegenheit eigentlich nicht abgethan, denn der erste Cylinder hätte in diesem Zustande überhaupt nicht abgeliefert werden sollen. Man muss die schartigen Stellen *a* und *b* in der Werkstatt bemerkt haben.

Was nun die Ausführung der Lasche, welche nach Angaben des Leiters der Mühle angefertigt wurde, betrifft,

so hätte auch ein Ingenieur dieselbe nicht besser konstruieren können, in der Not lernt man eben nicht nur beten, sondern auch verschiedenes andere.

In Nachstehendem sind einige gerissene Cylinder dargestellt.

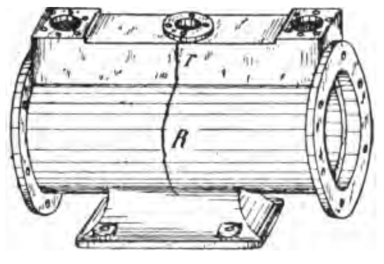


Fig. 267

Kompoundmaschine. Hochdruckcylinder mit Ventilsteuerung.

Durchmesser	600 mm,
Hub	900 „
n	70
Dampfdruck	10 Atm.

Riss *r* entstand nach zweimonatlichem Betriebe, er verlängerte sich dann bei *R* in kurzer Zeit.

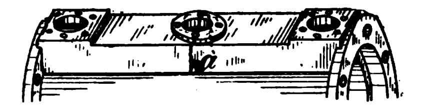


Fig. 268.

Eincylindermaschine mit Ventilsteuerung.

Cylinderdurchmesser . . .	360 mm,
Hub	650 „
n	110
Dampfdruck	8 Atm.

Riss bei *a* gleich nach Inbetriebsetzung.

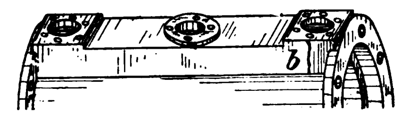


Fig. 269.

Eincylindermaschine mit Ventilsteuerung.

Cylinderdurchmesser . . .	305 mm,
Hub	520 „
n	125
Dampfdruck	7 Atm.

Riss bei *b* gleich nach Inbetriebsetzung.

Der in *Fig.* 269 dargestellte Cylinder wurde mit Eisenbändern umzogen. Dieselben sind warm aufgezogen und dichten infolge Schrumpfens sehr gut.

53tes Beispiel. (Vertikale Gebläsemaschine.)

Bei einem Dampfcylinder von

Durchmesser . . . . *800 mm*,
Dampfdruck . . . . *6 Atm.*

nach *Fig. 270* war bei *a* am äusseren Mantel ein Riss entstanden (der Cylinder hatte Dampfmantel), durch welchen der Dampf ins Freie trat.

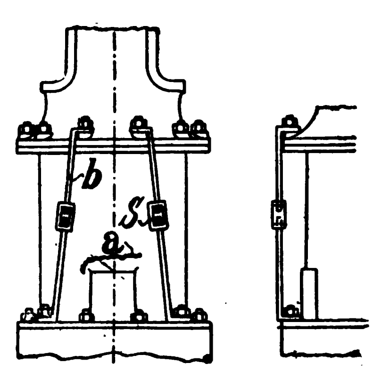


Fig. 270—271. Reparatur des Dampfcylinders.

Durch Anbringung der in *Fig. 271* gezeichneten **Spannanker** mit Schellen für Rechts- und Links-Gewinde wurde der Übelstand beseitigt; der Dampfcylinder hielt dauernd dicht.

Reparatur der Längenrisse bei Dampfcylindern.

Die Anwendung sog. **Patentkeile** *(Fig. 272—273)* ist empfehlenswert, die Reparatur wird billig und bringt in den meisten Fällen vollständige Dichtigkeit.

Die Anwendungsart dieser Keile ist eine sehr verschiedenartige.

Hauptsächlich werden sie zum Zusammenziehen und Dichten von Rissen in den Rohrwänden der Feuerkisten und Rauchkammern der Lokomobilen, sowie auch an **Dampf-** und **Gasmotorencylindern,** bei letzteren namentlich, wenn sie durch Frost zersprengt sind, angewendet. Das Material ist Stahl, und die Herstellung muss eine äusserst sorgfältige sein.

54tes Beispiel. (Längsriss.)

Vor ca. zwei Jahren wurde der **Dampfmantel** eines Dampfcylinders für 6 Atm. Druck auf diese Weise von einem Risse geheilt und zwar an einer sehr schlecht beikömmlichen, heiklen Stelle und hält solcher noch heute vollständig dicht.

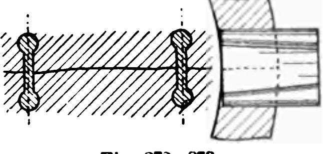


Fig. 272—273.

Die Keile müssen nur in **richtiger Weise** angeordnet und von einem tüchtigen Schlosser **sauber eingepasst** werden. Beim Einsetzen der Keile in **Gusseisen** muss natürlich etwas vorsichtiger verfahren werden, als bei Schmiedeeisen; jedoch kann auch hier bei sachgemässer Einsetzung Garantie für vollständiges Dichthalten der Risse übernommen werden.



Undichtigkeiten des Dampfcylinders*)

an einer schwer zugänglichen Stelle kann viel Unannehmlichkeiten und unter Umständen Betriebsstörung verursachen.

55tes Beispiel. (Undichtigkeit.)

Eine **Kompoundmaschine** mit Kondensation hatte folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders 480 mm,
" " Niederdruckcylinders 800 "
Gemeinschaftlicher Kolbenhub . . . 800 "
Umdrehungen pro Minute 70
Arbeitsdruck 6 Atm. Überdruck.

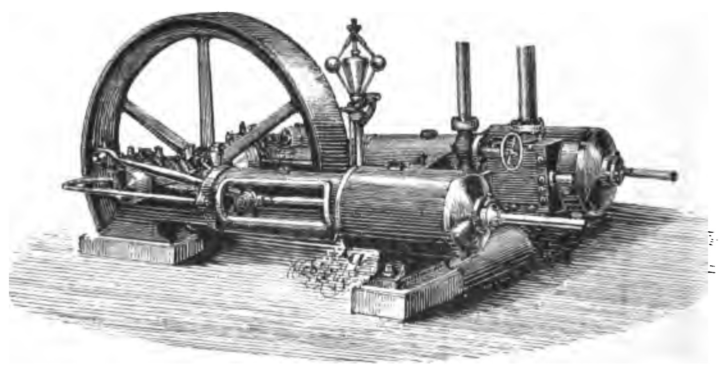


Fig. 274. Undichtigkeiten bei *a*.

Die Maschine zeigte nach 4jährigem Betriebe starke **Undichtigkeiten** an der Stelle, wo der Flansch des Bajonettrahmens mit dem Flansch des Dampfcylinders verbunden ist. Der Dampf blies bei *a (Fig. 274)* so stark aus, dass dadurch ein weiteres Arbeiten mit der Maschine nicht möglich war.

Hier war guter Rat teuer. Das vollständige Auseinandernehmen (Demontieren) der Maschine incl. Schwungrad, Schwungradachse, Steuerwellen u.s.w. hätte grosse Schwierigkeiten bereitet und **längere Betriebstörungen** verursacht.

*) S. auch Seite 106—112.

Alles dieses wäre zu vermeiden gewesen, wenn man den Cylinder (nach Lösen der Fundamentanker und der Verbindungsschrauben zwischen Rahmen und Cylinder) mit einem Flaschenzug hätte hochheben können, wie in *Fig. 275* angedeutet.

Aber ob dieses anging, war von aussen nicht zu erkennen, ebenso gab eine Untersuchung innen vom Cylinder aus keinen Aufschluss.

Ich fand nun in meinen Notizen die Skizze einer Verbindung von Rahmen mit Cylinder, welcher derselbe Fabrikant, der die Maschine geliefert, früher einmal zur Ausführung gebracht hatte, und ist dieselbe in *Fig. 276* dargestellt.

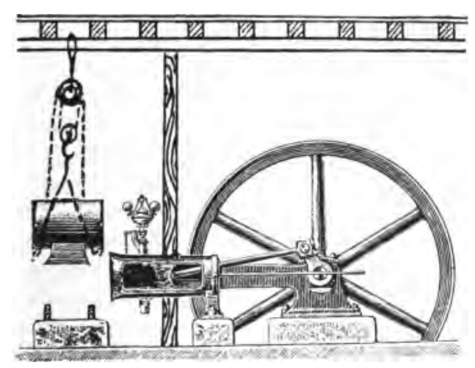


Fig. 275. Hochheben des Cylinders.

Darnach wäre zu vermuten, dass der Fabrikant bei der vorliegenden Maschine dasselbe Prinzip angewandt hatte, in diesem Falle wäre ein **vertikales Hochheben des Cylinders** möglich gewesen, ohne dass der Rahmen u. s. w. von seinem Fundament abgenommen zu werden brauchte.

Zu diesem Zweck betrachten wir uns *Fig. 276* näher und suchen uns in den Gedanken hinein zu arbeiten, welcher dem Fabrikant gerade zur Ausführung dieser Konstruktion vorgeschwebt haben mag.

Aus der Zeichnung ist unzweifelhaft zu erkennen, dass der Konstrukteur die Absicht hatte, eine Ausführung zu liefern, welche gestattet, den **Dampfcylinder vertikal hochzuheben,** ohne dass der Rahmen aus seiner Lage entfernt zu werden braucht.

Denken wir uns Kolben und Kolbenstange herausgenommen, entfernen wir ferner das Stopfbüchsengehäuse *S*, nehmen den Blechmantel (also die Umkleidung des Cylinders) ab, beseitigen die Schrauben *b*, schlagen den Ring *R* zurück (nach dem Rahmen zu), so steht nichts im Wege, den Cylinder vertikal hochzunehmen.

Interessant ist noch, auf welche Weise der Konstrukteur das Centrieren von Rahmen mit Cylinder bewerkstelligt hat.

Das mit acht Schrauben *a* auf den Cylinderflansch aufgeschraubte Zwischenstück *Z* centriert nach innen mit dem Cylinder und sind die beiden Teile somit als ein Stück zu betrachten.

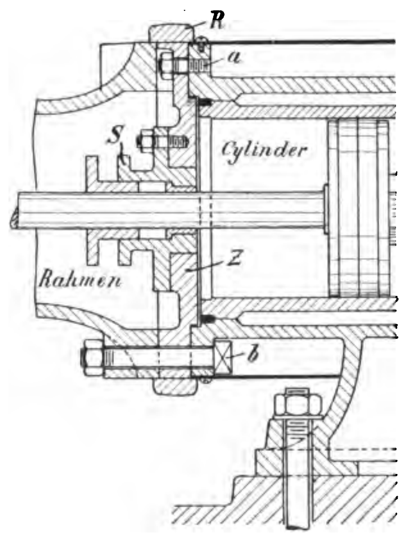


Fig. 276.
Verbindung von Rahmen und Cylinder.

Es bleibt also noch übrig, das Zwischenstück *Z* mit dem Rahmenflansch zu centrieren, und dieses geschieht auf einfache Weise durch den schmiedeeisernen, aussen und innen abgedrehten Ring *R*, welcher auch noch den Vorteil bietet, die Stosskanten des Blechmantels (der Umkleidung) zu verdecken und übrigens sehr elegant auszusehen.

Ich gab nun dem Maschinenmeister Anweisung, den Ring *R* beiseite zu schlagen und die Schrauben *b* zu lösen

Als ich am andern Tag wieder an Ort und Stelle war, fand ich, dass man meine Anweisung nicht richtig aufgefasst hatte, der Ring *R* war nach dem Cylinder zu geschoben, dadurch waren die Leute natürlich ausser stande, die Verbindungsschrauben *b* zurück zu schlagen, weil die Köpfe derselben durch die Wärmeschutzmasse festgehalten wurden.

Man hatte dann versucht, durch Wegmeisseln eines Stückes vom Fundament, den Cylinder nach hinten zu

schieben, natürlich vergeblich, denn festgegossene Fundamentanker geben nicht nach.

Wir schlugen nun den Ring (mit Hülfe von Holzklotz und schwerem Hammer) nach der Rahmenseite zu, lösten die Umkleidung (den Blechmantel), entfernten an der betreffenden Stelle die Wärmeschutzmasse, schlugen die Schrauben *b* heraus und hingen den Cylinder mittelst des in *Fig. 275* dargestellten Flaschenzuges und Ketten auf.

Vor dem Hochziehen des Cylinders war es natürlich nötig, den Rahmen nach allen **Richtungen durch Hölzer gehörig abzusteifen**, wie dies auch in *Fig. 275* angedeutet ist.

Es musste ferner vor dem Hochheben darauf geachtet werden, ob nicht etwa der Cylinderfuss mit irgend einem Maschinenteil verbunden war. Im vorliegenden Falle hatte man den Fuss mit einer Fundamentplatte verschraubt, welch letztere dem Regulator und einer Steuerwelle als Sohlplatte diente. Die Schrauben wurden also gelöst.

Nachdem der Cylinder soweit hochgehoben war, wie die *Fig. 275* andeutet, wurde er um 90° gedreht, auf Holzunterlagen gesetzt, und es war ein Leichtes, die Zwischenplatte *Z* loszuschrauben und statt der undichten Packung eine neue einzubringen.

Das Herunterlassen, wieder Festschrauben und Untergiessen des Cylinders bot keine Schwierigkeiten.

Es sei hier noch bemerkt, dass, wie die Untersuchung vor dem Losnehmen des Cylinders ergab, ein Setzen des Teiles des Fundamentes, auf welchem der Cylinder ruhte, stattgefunden haben muss, denn die Wasserwage, welche in den Cylinderlauf eingelegt wurde, zeigte 6 Strich Fall nach hinten (der Maschinist sprach übrigens schon vorher davon, dass sich das Fundament nicht unbedeutend gesetzt haben müsste).

Ob nun dieses Einfluss auf die oben besprochene Undichtigkeit hat, ist nicht ganz sicher.

Undichtigkeiten

stellen sich häufig an den Verschraubungen beziehungsweise Dichtungsstellen der Dampfcylinder ein. Der Grund ist in den meisten Fällen in einer falschen

Anordnung der Stiftschrauben zu suchen. Besonders bei Dampfdrücken über 5 Atm. sollte man das Gewinde der Stiftschrauben **nicht bis in den Dampfraum** bohren.

56tes Beispiel. (Undichtigkeiten.)

Bei einer Maschine mit Ventilsteuerung

Cylinderdurchmesser	*600 mm,*
Hub	*1000 „*
Dampfdruck	*10 Atm.*

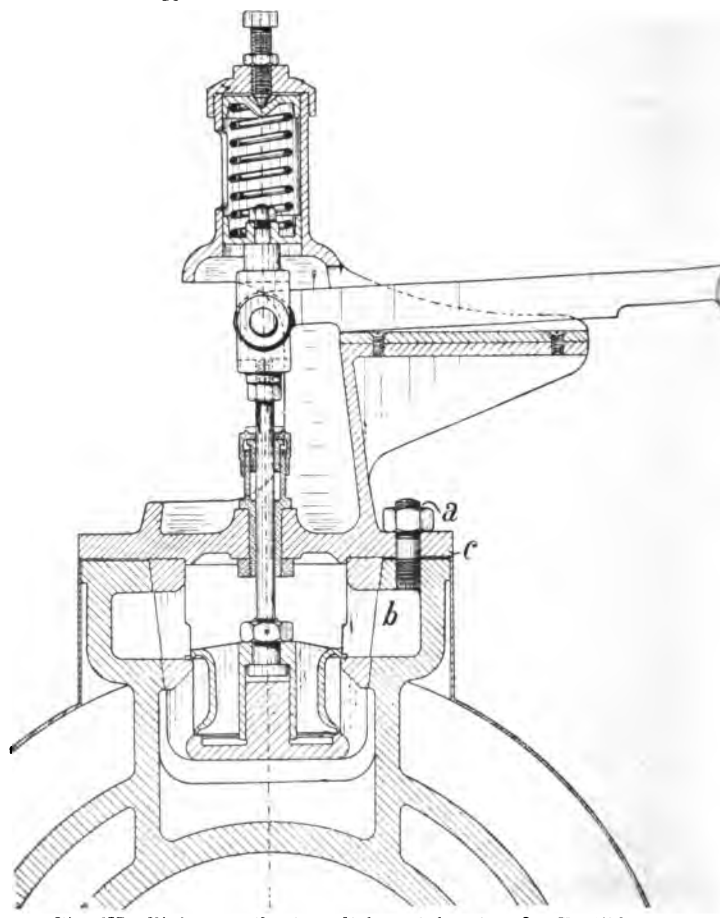


Fig. 277. Einlassventil mit undichten Schrauben der Ventildeckel.

zeigten sich sämtliche Stiftschrauben am Einlassventil **undicht.** An den Muttern *a* (s. *Fig. 277*) aller 8 Stiftschrauben trat eine braune Brühe (Öl und Dampfgemisch) heraus. Die Flanschen *c* waren vollständig dicht, es musste deshalb angenommon werden, dass die Schmiere vom Dampfraum *b* aus durch das Gewinde der Stiftschrauben direkt nach oben tritt. Die Schrauben wurden nachgezogen, hielten aber nicht dicht, so dass es unbedingt nötig ward, die jetzigen Schrauben durch neue zu ersetzen.

Als **fehlerhaft** ist es stets zu bezeichnen, wenn man das Gewinde für die Stiftschrauben **in den Dampfraum** treten lässt.

Im **Kesselbau** lässt es sich allerdings kaum vermeiden, aber dort wird das Gewinde nicht so leicht undicht, dieses hat auch vielleicht darin seinen Grund,

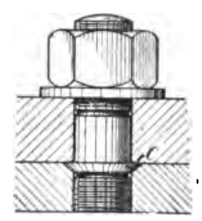


Fig. 278. Stiftschrauben mit Bund zum Verstemmen.

dass dort das Gewinde für die Stiftschrauben in Schmiedeeisen oder Stahl eingeschnitten, zudem auch die Verschraubungen nicht häufig oder überhaupt nicht gelöst werden.

Bei stark porösem Material ist es äusserst schwierig, die Stiftschrauben sicher einzubringen. Zudem gebraucht man im Kesselbau folgende Vorsicht:

Die Stiftschraube erhält einen **Bund** *e (Fig. 278)*, welcher nach ganz festem Einschrauben sauber verstemmt wird. Auch bei **Gusseisen** empfiehlt sich diese Methode, selbst dann, wenn das Gewinde nicht bis in den Dampfraum tritt.

Welch unangenehme Folgen unrichtig angeordnete Stiftschrauben haben können, zeigt nachstehender Fall:

57tes Beispiel. (Undichtigkeiten.)

Bei einer Maschine von

Cylinderdurchmesser . .	*400 mm,*
Hub	*700* „
Umdrehungen	*100,*
Dampfdruck	*7 Atm.*

blies der Dampf an dem vorderen Cylinderdeckel bei *g* *(Fig. 279)* stark aus, alles Nachziehen der Muttern war vergebens.

Nach zweijährigem Betrieb war das Gewinde *f* im Guss **ganz zerfressen** und musste das $^3/_4$"-Gewinde durch

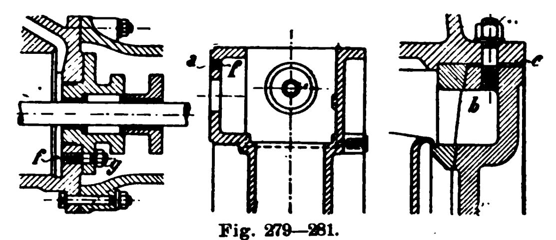


Fig. 279—281.
Unrichtige Anordnung der Stiftschrauben bei Dampfcylindern.

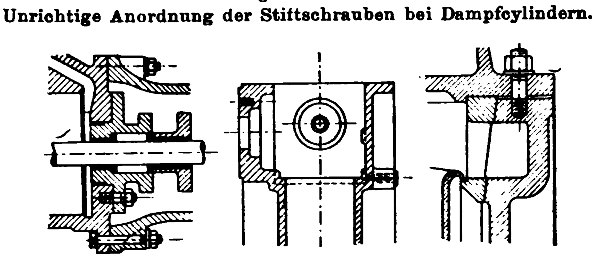


Fig. 282—284.
Richtige Anordnung der Stiftschrauben bei Dampfcylindern.

1" ersetzt werden. Bei solchen Reparaturen an Ort und Stelle lässt sich natürlich nicht sauber arbeiten.

Die neu angebrachten Schrauben hielten zwar dicht, aber schon nach kurzer Zeit stellte sich das alte Übel wieder ein, so dass nach Verlauf eines Jahres das Gewinde wieder durch ein grösseres ersetzt werden musste und so fort, bis schliesslich nach neunjährigem Betriebe 2"-Schrauben zur Verwendung gelangten.

Man soll also schon beim Konstruieren des Dampfcylinders an den Stellen, an welchen Stiftschrauben zu sitzen kommen, durch **genügende Verstärkung** des Ma-

terials dafür sorgen, dass selbst bei Unachtsamkeit des Bohrers die Löcher für das Gewinde nicht bis in den Dampfraum gelangen.

In vorstehenden Figuren *(Fig. 279—284)* sind einige Fälle dargestellt und zwar unrichtige Konstruktion *(Fig. 279 bis 281)* und richtige *(Fig. 282 – 284)*.

Undichtigkeiten können aber auch ihre Ursache in

mangelhaft eingepassten Ventilsitzen

haben. Besonders bei hohen Dampfdrücken, 10 Atm., muss das Einpassen der Ventilsitze mit grösserer Sorgfalt geschehen, als bei niederen Dampfdrücken.

58tes Beispiel. (Undichtes Einlassventil).

Bei einer Kompoundmaschine:

Hochdruckcylinderdurchmesser . .	*500 mm*,
Kolbenhub	*900* „
Dampfdruck	$10^1/_2$ *Atm.*
Umdrehungen	*65*

machten sich am Ventilgehäuse in *Fig. 285* Undichtigkeiten bemerkbar.

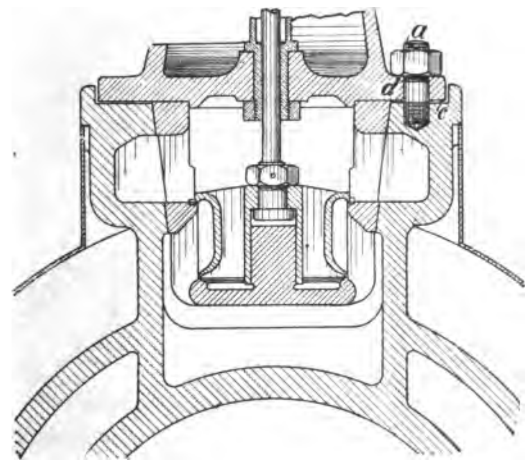


Fig. 285. Undichter Ventilsitz.

Während des Betriebes trat an den Stiftschrauben bei *a* eine braune mit Dampf vermengte Flüssigkeit heraus, welche auch durch festes Anziehen der Stiftschrauben nicht

beseitigt werden konnte. Die Untersuchung ergab, dass das Ventilgehäuse nicht gut genug in den Cylinderrumpf eingepasst war. Der Dampf kam durch den Conus *d* und trat von dort aus durch das Schraubenloch in den Ventildeckel, bei *a* ins Freie. Beseitigte man die Undichtigkeiten bei *d* durch Verpackung, so zeigten sich dieselben bei *c*. Mit Müh' und Not gelang das Abdichten, jedoch nur für einige Wochen, und das alte Übel stellte sich wieder ein

Unter Hinweisung auf den obigen Vorfall machte uns ein Fachgenosse folgende Mitteilung:

59tes Beispiel. (Ventilsitz.)

Ich hatte früher auch dieselben Erscheinungen bei Anwendung von Dampf über 6 Atm. und kam zu der Überzeugung, dass das Einpassen des Ventilsitzes mit Conus sich nicht sauber genug ausführen lässt und der hohe Dampfdruck das Eintreten von Undichtigkeiten unterstützt.

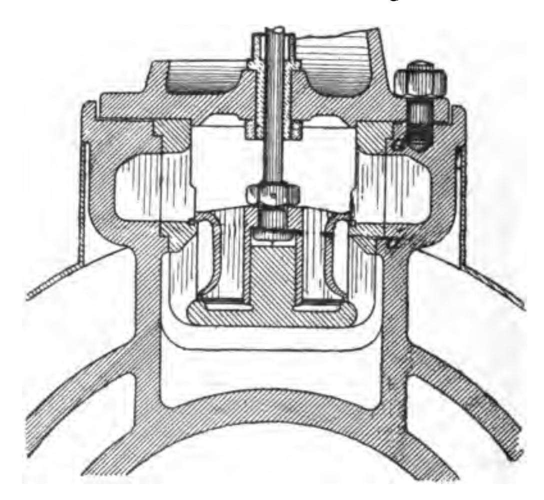


Fig. 286. Ventilsitz cylindrisch mit Ansätzen.

Ich habe dann bei einer grossen Anzahl von Maschinen den Sitz nicht mehr conisch, sondern cylindrisch mit Ansätzen *a a* nach *Fig. 286* ausgeführt. Diese so eingepassten Ventilsitze haben bis jetzt immer dicht gehalten und kann ich diese Ausführung bestens empfehlen.

60tes Beispiel. (Undichter Schieberspiegel.)*)

Ein Gutsbesitzer beschaffte sich einen Dampfdrescher; nach kurzer Zeit zeigte die **Lokomobile undichte Absperrung**, welche derart zunahm, dass die **Maschine** trotz **Öffnens** der **Cylinderhähne** nicht mehr zum **Stillstand** gebracht werden konnte. Der eigenartig hohl konstruierte Schieberkastendeckel nahm in sich die vom Regulator beeinflusste Drosselklappe nebst Absperrschieber auf *(Fig. 287–288)*. Der Dampf wurde aus dem Kessel über Cylinder und Schieberkasten durch einen besonderen Kanal

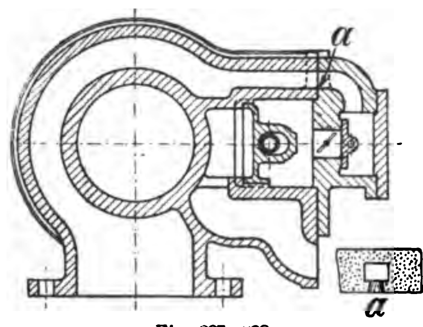


Fig. 287—288.

in den hohlen Deckel geleitet. Man musste zuerst annehmen, der Absperrschieber liesse den Dampf durch, weshalb derselbe, welcher auch eine kleine schwarze Stelle im Schieber hatte, sauber auftouchiert wurde. Der Übelstand war hiermit jedoch nicht beseitigt. Eine genaue Untersuchung ergab nun, dass der Dampf sich oben am Zuführungskanal durch die Deckelpackung einen Weg gesucht und bei *a* in den Schieberkasten gelangen konnte, mithin den beregten Absperrschieber gar nicht passierte. Nach Einsetzen einer neuen Verpackung war alles wieder in Ordnung.

61tes Beispiel. (Undichter Schieber.)*)

Das ununterbrochene **Blasen des Auspuffrohres** einer Kompound-Fördermaschine bei dem Stillstande derselben liess erkennen, dass irgendwo an der Maschine Undichtigkeiten sein mussten, die aufzusuchen und abzustellen zum Zwecke einer genaueren Untersuchung der in Betracht kommenden Teile der Maschine gemacht wurden.

*) Mitgeteilt von Fachgenossen.

Da Absperrventil und auch die Ventile der Steuerung dicht waren, konnte man vermuten, dass der ausströmende Dampf durch die **Dampfbremse**, deren Dampfzuführungsrohr von der Hauptdampfleitung schon vor dem Absperrventil abzweigte und deren Auspuffleitung in die Hauptabdampfleitung geführet war, entwich.

Schieberkasten und Cylinder der Dampfbremse wurden geöffnet und es zeigte sich dabei, was durchströmendes Wasser und Dampf für eine Wirkung auf verschiedene Materialien haben.

Der Schieber bestand aus **Rotguss**, der Schieberspiegel dagegen aus **Gusseisen.** Ersterer war an seiner Abdichtungsfläche fast unversehrt, während der Schieberspiegel an einer Stelle mehrere Vertiefungen von 5 mm zeigte, die in die Ausströmöffnung führten und die Abdichtung des Schiebers zur Unmöglichkeit machten. Die Vertiefungen wurden nun rechtwinkelig zur Schieberfläche ausgehauen, ein gusseiserner Flicken eingesetzt und dieser mit der ganzen Fläche gut abgerichtet, so dass wieder ein genaues Abdichten des Schiebers erfolgte.

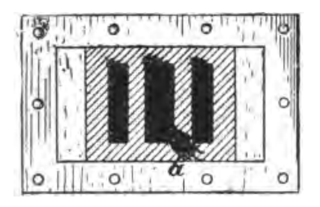


Fig. 289. Schieberspiegel.

Nach etwa einem Jahre hatten sich nach und nach dieselben Undichtigkeiten wieder eingestellt und nach Öffnen des Schieberkastens der Bremse zeigte es sich, dass die Schieberfläche an derselben Stelle wie früher wieder verschiedene Gruben zeigte, die Dampf und Wasser ungehindert durchtreten liessen.

Die Zerstörungen waren auf den Umstand zurückzuführen, dass am Schieberkasten für Ablassen des Wassers nicht gesorgt war.

Auch der Cylinder hatte im Innern auf der unteren Seite, dort, wo der Kolben bei geschlossener Bremse sich befand, eine Vertiefung von 2 mm, die 20 mm breit und 40 mm lang war, und auch vom Durchströmen des Wassers und des Dampfes zwischen Cylinderwand und Kolbenring herrührte.

Flicken des Schieberspiegels war nun nicht mehr möglich, die Schieberfläche wurde daher abgehobelt und

eine 12 mm dicke Schieberplatte von Rotguss aufgesetzt, die hoffentlich weniger angefressen wird wie Gusseisen.

Es wäre zu empfehlen, die Schieberflächen an Bremscylindern von vornherein in Rotguss herzustellen. Für Ablauf des Kondenswassers wurde ebenfalls gesorgt.

Dem Kolben wurde im Cylinder durch Verlängerung der Kolbenstange eine andere Stellung gegeben, so dass die Vertiefung im Cylinder nicht mehr schadete.

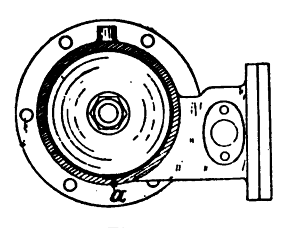


Fig. 290.

Bekanntlich bewegen sich bei einem Bremscylinder Schieber und Kolben nicht in der Weise wie bei einem anderen Dampfcylinder, sondern befinden sich meistens im Ruhestande.

Der Schieberkasten steht stets unter Druck. Findet Dampf oder Wasser unter dem Schieber hindurch zum Austrittskanal hin eine, wenn auch ganz kleine Öffnung, so wird diese durch anhaltendes Durchstömen bald erweitert und entstehen dann die grubenartigen Vertiefungen in der Schieberfläche. Wird der Schieber von Hand mittelst Hebel verschoben, so tritt der Dampf in den Cylinder und wirkt auf die vordere Kolbenseite, wodurch ein Anziehen der Bremse erfolgt. Findet auch hier das Wasser Öffnung zwischen Cylinderwand und Kolbenring, so werden diese durch die Strömung bald zerfressen, wie es in dem hier betrachteten Falle geschehen.

An derselben Maschine wurde der Receiver, der unter der Maschine in einem sehr engen, schwer zugänglichen und unerträglich heissen Raume lag, zwischen den Flanschen undicht.

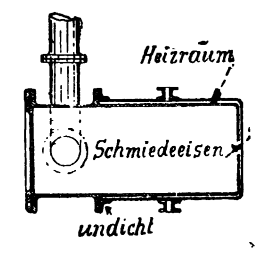


Fig. 291. Receiver.

Da die Undichtigkeit ärger wurde, so blieb schliesslich nichts anders übrig, wie den Betrieb einzustellen und eine andere Verdichtung vorzunehmen.

Diese war mit grossen Schwierigkeiten verknüpft. Als schliesslich nach Lösen sämtlicher Schrauben die Flanschen voneinander getrennt werden konnten, zeigte es sich, dass

als Dichtungsmaterial **Gummi** verwendet worden war, welcher an solcher Stelle, die niemals undicht werden sollte, nicht genommen werden dürfte.

Bei genauer Besichtigung der **Abdichtungsflächen**, die mit Vor- und Rücksprung versehen waren, fand es sich, dass auf der unteren Seite des Receivers auf eine Länge von 6—7 cm der Flanschvorsprung von durchströmendem Wasser **vollständig zerfressen** war. Es wurde versucht, die Vertiefungen mit Blei auszufüllen, dann wurde Mennige angerührt, mit kurz gehacktem Hanf vermischt, mit dieser Mischung die Flanscheindrehung ausgefüllt und darauf die Flanschen wieder zusammengeschraubt. Bei der Unterdampfstellung des Heizmantels des Receivers zeigte es sich, dass die Abdichtung gelungen war. Hoffentlich ist sie auch von Dauer.

62tes Beispiel. (Undichter Cylinderboden.)*)

Eine Betriebsmaschine, bei der der 300 mm weite Cylinder ohne Fuss an den Bajonnettrahmen angeschraubt war, wurde zwischen den beiden Flanschen bei *a* und bei *b* (*Fig. 292*) undicht, so dass er erforderlich wurde, den Cylinder zwecks **Neuverdichtung** der betreffenden Stellen abzubauen. Es fand sich, dass die betreffenden Flächen mit Kitt abgedichtet waren, der aber fast vollständig verschwunden war. Die Konstruktion war, wie in *Fig. 292* gezeichnet Der Cylinder war vorne offen gegossen, daher mussten die Flächen bei *a* verdichtet werden. Besser und bei **kleinen** Maschinen ganz gut ausführbar ist es jedenfalls, wenn der Cylinder vorne zugegossen wird, wie in *Fig. 293* gezeigt, und nur der **Stopfbüchstopf** — wenn nicht auch dieser mit angegossen wird — an den Cylinder angeschraubt wird, dann ist es nicht erforderlich, bei *a* abzudichten, sondern es können hier die abgedrehten Flächen aufeinanderliegen, wodurch eine grössere **Genauigkeit** gewährleistet wird, als wenn zwischen Rahmen- und Cylinderflansch eine **Dichtung** gelegt werden muss und durch schiefes **Anziehen**

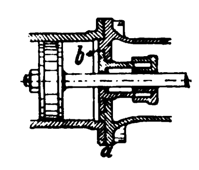
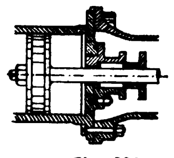


Fig. 292.


Fig. 293.

*) Mitgeteilt von Fachgenossen.

dieser Flanschen mittelst der Schrauben die Genauigkeit beeinträchtigt werden kann. Die Art der Befestigung des Stopfbüchstopfes in *Fig. 292* hat gegen die in *Fig. 293* zwar den Vorzug, dass der Befestigungsflansch durch den Dampfdruck angedrückt wird, dagegen aber den Nachteil, dass eine Neuverdichtung nicht vorgenommen werden kann, ohne dass der Cylinder geöffnet und der Kolben ausgebaut wird.

In Ermangelung eines geeigneten Kittes wurden die Flanschen mit einer Mischung aus **Mennige** und **gehacktem Hanf** dünn beschmiert und dann so zusammen gezogen, dass ein Zwischenraum kaum verblieb und ein nochmaliges Demontieren des Cylinders zwecks Verdichtung wahrscheinlich nicht wieder erforderlich wird.

Wasser im Dampfcylinder.

Wasser im Dampfcylinder kann schwere Betriebsunfälle zur Folge haben, denn das Wasser ist nicht elastisch. Findet der Kolben am Hubende eine grosse Menge Wasser vor, so muss es „biegen oder brechen"; meist tritt beides ein.

63tes Beispiel. (Wasser im Dampfcylinder.)

Auf die Nachricht „Cylinder der neuen Maschine lose, Schlag im Kreuzkopf" wurde der Monteur abgesandt.

Es handelte sich im vorliegenden Falle um eine eincylindrige **Walzenzugmaschine** (Auspuff) von

Cylinderdurchmesser . .	*900 mm,*
Kolbenhub	*1300 „*
Schwungraddurchmesser	*8000 „*
Schwungradgewicht . .	*35000 kg*

mit Riderkolben-Schiebersteuerung nach ***Fig. 252—253.***

Dieselbe ist, wie aus ***Fig. 294 und 300*** ersichtlich, auf einen Grundrahmen aufgebaut und mit einer Turbine von 100 Pferdestärken durch Schleppbügel verbunden, so dass beide Motoren auf eine gemeinschaftliche Achse arbeiten, welche die Kraft unmittelbar an drei Walzenpaare abgiebt.

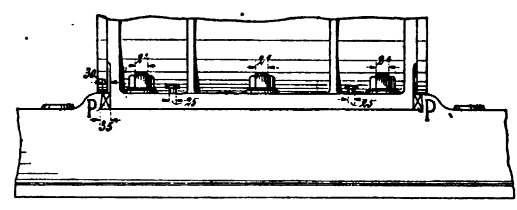


Fig. 294.

Bei Ankunft des Monteurs sagte ein Betriebsbeamter des Werkes: „Wir haben uns schon selbst geholfen; die **Passstücke** des Cylinders (in ***Fig. 294*** mit *PP* bezeichnet) waren etwas **locker** geworden, so dass sich der Cylinder

in der Kolbenstangenrichtung hin und her bewegte und wurde durch Antreiben derselben das Übel behoben. Der Schlag am Kreuzkopf wurde durch Anziehen des Treibstangenkeiles beseitigt.

Thatsächlich lief die Maschine nach wie vor äusserst ruhig, doch belehrte ein Blick auf das **Treibstangengeschlöss**, dessen Keil um ca. 50 mm höher getrieben worden war, dass dasselbe unter einem gewaltigen Druck gelitten hatte, und war es dem Monteur sofort klar, dass dieser **nur durch Wasser**, welches auf irgend eine Weise in den Cylinder gelangte, verursacht sein könne.

Diese Annahme wurde durch die Aussage des Maschinisten bestätigt, der den Vorgang folgendermassen beschrieb:

„Nach einer kleinen Pause setzte ich die Walzenstrecke durch die Turbine in Betrieb und liess, da auf derselben nicht gleich gearbeitet wurde, die Maschine mitschleppen. Nach etwa 10—15 Minuten öffnete ich das Dampfeinlassventil, und in demselben Moment **erbebte die ganze Maschine** samt Rohrleitung unter einem Schlag im Cylinder, lief jedoch weiter, nur zeigte sich bei jedem Hubwechsel ein **Ruck im Kreuzkopf** und später gesellte sich dazu die Bewegung des Cylinders.“

Hieraus konnte man schliessen, dass sich in dem inneren Rohr des Wasserabscheiders, der auf dem Ventil steht, sowie in letzterem eine Wassersäule angesammelt haben musste, welche beim plötzlichen Öffnen des Dampfweges in den Cylinder drang und den verhängnisvollen Druck erzeugte.

Möglich ist es indessen auch, dass der Wasserstand im Abscheider, der an tiefster Stelle mit einem $^3/_4''$ Ablasshahn versehen ist und durch den Maschinisten bedient wird, eine solche Höhe erreichte, dass Wasser mitgerissen wurde.

In der **Dampfleitung** befinden sich keine Säcke, durch welche Wasseransammlungen Vorschub geleistet werden könnte, und mitgerissenes Wasser aus dem Kessel konnte ebenfalls nicht im Spiel sein, da nach dem einmaligen Stoss sich kein Wasser im Cylinder mehr bemerkbar machte. Zur Zeit des Vorfalles sollen alle Wasserablassventile geöffnet gewesen sein; es befinden sich deren zwei am Steuercylinder, zwei an den Dampfkanälen und zwei an den Cylinderenden.

Die Maschine hat doppelte Führung; die Treibstange einen geschlossenen Kopf nach der Kurbelzapfenseite und einen offenen mit Kappe nach der Kreuzkopfseite. Das Herausnehmen des Treibstangengeschlösses des letzteren konnte nur unter Zuhülfenahme des Vorhammers bewerkstelligt werden und zeigten die **Keile** die in *Fig. 295–296* dargestellte Beschaffenheit.

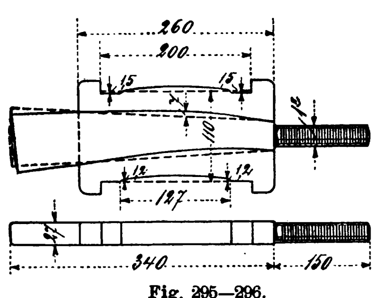


Fig. 295—296.
Keile des Treibstangengeschlösses.

Das **Geschlöss** hatte sich also nicht nur **durchgebogen**, sondern die mit Krampen versehenen Keile hatten sich auch da, wo sie einerseits an den Zugstangenkopf, anderseits an der Kappe anlagen, um 1,5 bezw. 1,2 mm eingedrückt. Andere mitgenommene Maschinenteile fanden sich nicht vor.

Das Geschlöss wurde durch Geraderichten (in warmem Zustande) und Einpassen in einen halbwegs brauchbaren Zustand gebracht, wobei noch zu erwähnen ist, dass die Krampenkeile sich unter dem Druck gereckt hatten und fassten die Krampen nicht mehr passend um die Kappe.

Die Maschine wurde wieder in Bewegung gesetzt und dem Maschinisten nochmals die grösste Aufmerksamkeit dringend anempfohlen.

Für Neuanfertigung des Geschlösses wurde sofort Sorge getragen.

Acht Tage später. Telegramm:

„Wieder dasselbe Unglück, Monteur kommen!“

Diesmal fand der Monteur die Maschine ausser Betrieb gesetzt vor und wurde ihm auf sein Befragen erklärt:

„Sie will überhaupt nicht mehr über den Hub.“

Der Maschinist schilderte den Vorfall wie folgt:

„Nach dem Schichtwechsel, abends, will ich die Maschine in Betrieb setzen. Die Kurbel steht oben, ich gebe Dampf auf und die Maschine macht $^1/_4$ Drehung bis auf den hinteren Hub (Maschine links umlaufend). Hier wird die Bewegung nicht nur gehemmt, sondern es dreht sich auch noch das Schwungrad entgegengesetzt. Mit Hülfe des Schaltwerkes wurde die Ma-

schine über diesen Punkt gebracht, wobei aussergewöhnlich viel Kraft angewendet werden musste, und zeigte das Rad immer wieder das Bestreben, etwas zurück zu laufen. Wieder Dampf aufgegeben geht die Maschine vorwärts und bleibt am Ende des Hubes mit einem Ruck stehen. Es waren während der ganzen Zeit alle Ablassventile offen und war vorher noch das kondensierte Wasser gründlich abgelassen worden."

So, das wäre ein anderer Fall.

„Das **Wasser** muss also schon vor Eintritt des Dampfes in dem Cylinder gewesen sein und kann also nur durch das **Auspuffrohr**, welches in einen Vorwärmer führt,

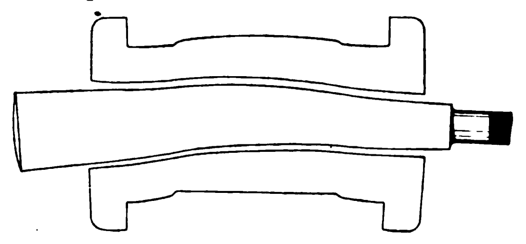


Fig. 297. Verbogenes Treibstangengeschlöss.

in den Cylinder gelangt sein. Bevor wir jedoch näher auf die Feststellung der Ursache dieser Wasserzuführung eingehen, wollen wir uns die **Schäden**, welche dadurch entstanden sind, einmal ansehen.

Fig. 297 stellt den Abriss **des Treibstangengeschlösses** dar, welches zur Genüge besagt, welch ein gewaltiger Druck zwischen Kolben und Cylinderdeckel, zwischen Cylinder, Kurbel und Schwungradwellenlager stattfand. Ferner hatte sich die **Kolbenstange** am Kreuzkopf gelöst und war der Befestigungskeil, wie aus

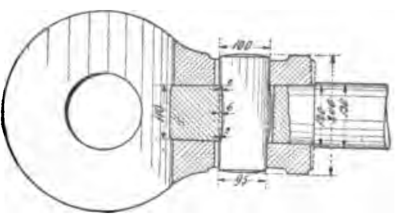


Fig. 298. Gebrochener Kreuzkopfkeil.

Fig. 298 ersichtlich, krumm gebogen und das Material desselben (Stahl) auf beiden Seiten eingescheert; überhaupt haben alle Keillöcher sehr gelitten, auch ist die **Kappe der Treibstange** aufgebogen und zeigt bei *a* (*Fig. 299*) einen Knick, ebenso hat sie sich in der Bohrung (*b*) etwas ausgeweitet, so dass diese Teile erneuert werden müssen.

Der vordere Treibstangenkopf zeigte keinerlei Schäden, desgleichen auch der Kolben, der nach Wegnahme des hinteren Cylinderdeckels in tadellosem Zustand befunden wurde.

Sonst wurden, Dank des vorzüglichen Materiales, welches bei Anfertigung der Maschine, die erst sechs Wochen im Betrieb ist, zur Anwendung kam, keine weiteren Beschädigungen aufgedeckt.

Auch die **Cylinderbefestigung** hatte diesmal dem Druck widerstanden, und sei hierbei erwähnt, dass die infolge des ersten Ereignisses stattgefundene gleitende Bewegung des Cylinders dadurch hervorgerufen wurde, dass sich unter dem unnatürlichen Druck die etwas keilförmigen Passstücke *PP* (*Fig. 294*) zusammengepresst hatten und locker wurden, dem Cylinder also Spiel gebend.

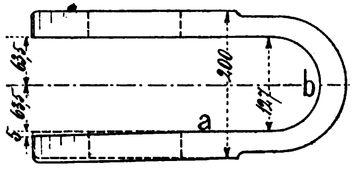


Fig. 299. Kappe der Treibstange.

Wenden wir uns nunmehr der **Ursache des Wasserzudranges** zu.

Fig. 300 stellt die Lage der Abdampf-Rohrleitung, sowie des Vorwärmers zur Maschine dar. Ich muss jedoch

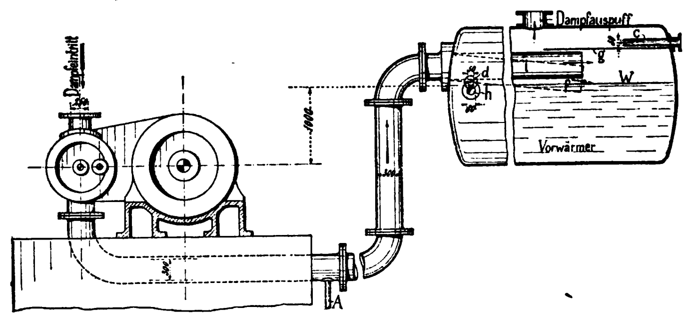


Fig. 300. Anordnung des Vorwärmers.

vorausschicken, dass mir die innere Beschaffenheit des Vorwärmers, der schon über ein ehrwürdiges Alter verfügte und jedenfalls eine sehr bewegte Vergangenheit hinter sich hat, bis dahin nicht bekannt war, auch die Rohrleitung bei der Montage der Maschine vom Personal des Geschäftes für eigene Rechnung angebracht wurde.

Durch Rohr *c* wird dem Vorwärmer das Speisewasser zugeführt, welches einem Teiche, dessen Wasserspiegel ca. 2 m über dem Normalwasserspiegel im Vorwärmer *W* liegt, entnommen wird. Der Rohrstutzen *d* dient zur Wasserüberschussabführung, Rohr *f* zeigt die Anordnung des Dampfrohres, *g* die des Siebes.

Wie auf den ersten Blick ersichtlich, liegt hier die **Quelle des Übels** und ist es nur ein blindes Spiel des Zufalls gewesen, dass das Malheur nicht schon früher eingetreten ist.

Bei Normalwasserstand im Vorwärmer lag die **Mündung des Dampfrohrs** zur Hälfte des Querschnittes **unter dem Spiegel** desselben (in *Fig. 300* punktiert angedeutet). Wenn nun auch der tiefste Punkt des Abdampfrohres immerhin noch 50 mm über dem Wasserspiegel lag, so war die Gefahr des Wasserziehens doch eine sehr grosse, indem, wenn mit hoher Expansion gearbeitet (der Regulator lässt einen vollständigen Dampfabschluss zu und verharrt häufig in dieser höchsten Stellung, wenn im Betrieb auf allen drei Gerüsten kleine Pausen eintreten, dabei die Turbine mitangreift) oder die Maschine ausser Betrieb gesetzt wurde und dann der Dampfkolben als Luftpumpe wirkte.

Doch das war nur das kleinere Übel und weniger von Bedeutung. Die lichte Weite des Wasserzuführungsrohres beträgt 50 mm, die des Abführungsrohres ebenfalls 50 mm.

Der Wassereinlass wird durch einen Hahn reguliert; war nun demselben der ganze Weg freigegeben, so strömte mehr Wasser zu, weil ein Druck von 0,2 Atm. darauf lastete, als abfliessen konnte.

Mithin stieg also das Wasser im Vorwärmer über das Niveau des Abflussrohres, bis es durch das Dampfrohr genügenden Abfluss finden konnte. Diesbezügliche von mir vorgenommene Versuche ergaben, dass bei abgenommenem hinteren Cylinderdeckel und offen gestelltem hinteren Abdampfkanal das **Wasser sich in Strömen aus demselben ergoss,** trotz stets offener Wasserabführung an tiefster Stelle *A* des Abdampfrohres.

Genau dieselben Umstände, welche diesem Versuche zu Grunde lagen, müssen im Augenblick der verhängnisvollen Inbetriebsetzung obgewaltet haben, da sonst das eingeströmte Wasser abfliessen konnte, auch erklärt sich hieraus der Umstand, dass beim Drehen des Rades über den Hub mittelst der Drehvorrichtung Kompression im Cylinder war.

Der Wasserspiegel des Vorwärmers liegt 1 m über Mitte Maschine, dass also das Innere des Steuercylinders, soweit es mit dem Abdampfrohr kommuniziert, sowie die hintere Dampfcylinderhälfte unter einem Wasserdruck von 0,1 Atm. stand. Der einströmende Dampf trieb den Kolben zurück, bis durch die Steuerung der hintere Abdampfkanal geschlossen wurde und Kompression eintrat, welche den Rückwärtslauf der Maschine bewirkte, in dem Maasse, bis der hintere Abdampfkanal wieder etwas offen stand, also wieder Wasser nachströmen konnte. Dann wurde die Maschine mittelst der Drehvorrichtung gedreht und das hinter dem Kolben sitzende Wasser setzte demselben Widerstand entgegen, weil durch den Kolbenweg mehr Wasser verdrängt werden konnte, als durch die Ablassventile (Kanal und Cylinder) zum Ausströmen kam. Auf dem vorderen Hub wiederholte sich die Kompression genau unter denselben Verhältnissen, richtete aber auf demselben mehr Schaden an, weil durch den längeren Kolbenweg im Schwungrad mehr Kraft aufgespeichert war.

Um wieder flott zu werden, wurden die Schäden der Maschine gründlich ausgebessert, beziehungsweise die beschädigten Teile erneut und der „**kranke**“ **Vorwärmer** insofern kuriert, dass er bis zur Fertigstellung eines modernen Röhrenvorwärmers seine Schuldigkeit thun kann.

Fig. 300 zeigt die getroffenen Abänderungen: *h* erweitertes und tiefer gelegtes Abflussrohr, *i* richtig gelegtes Dampfrohr. Seit einigen Tagen befindet sich die Maschine wieder in Betrieb und arbeitet ruhig.

64tes Beispiel. (Wasser im Cylinder.)

In einer Dampfmühle war für die elektrische Beleuchtungsanlage eine kleine Hochdruckdampfmaschine mit:

Cylinderbohrung	*230 mm,*
Hub	*400* „
Touren pro Minute	*180,*

ohne Kondensation bestimmt.

Wie aus ***Fig. 301*** ersichtlich, war das Auspuffrohr 11,5 m in die Höhe geführt und besass oben einen sogenannten Kondenstopf aus Blech zur Schalldämpfung und Wasserabscheidung bestimmt.

Unten, in ***Fig. 301*** rechts, ist am Rohr ein Ablasshahn angeordnet und zwar in einer Grube, in welcher

auch die Kondensröhrchen vom Schieberkasten, Cylinder und Kondenstopf geleitet waren. Diese Grube füllte sich in der kürzesten Zeit mit **Wasser** und im Cylinder machte sich ein **Klatschen** vernehmbar. Während des Hubwechsels strömte Wasser in das Rohr und wahrscheinlich auch in den Cylinder.

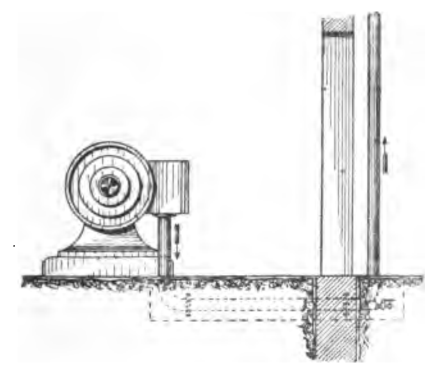


Fig. 301. Auspuffrohr.

Die Maschine **musste abgestellt** werden. Das Wasser wurde entfernt und nun wollte man die Maschine wieder in Betrieb setzen. Es war jedoch fünf starken Männern unmöglich, das Schwungrad zu drehen, um die Kurbel auf den Hub zu stellen. Erst als man Dampf zuliess, machte das Schwungrad eine halbe Viertelumdrehung, schnellte dann zurück, um sich sofort wieder nach der richtigen Umlaufseite zu drehen, der **starke Schlag** und der darauffolgende **Krach** liessen sofort vermuten, dass etwas **gebrochen** sei. Aus dem Cylindeckel strömte nach Abnahme des Blinddeckels Dampf aus. Der Deckel zeigte einen Riss.

Aus dem Auspuffrohr wurde bei jedem Hub ein Strom fettes, schmutziges Wasser im weiten Bogen herausgeschleudert. Die Maschine wurde abgestellt und bis zum Eintreffen eines neuen Deckels ausser Betrieb gesetzt.

Nachdem ich mich zufällig gerade an diesem Orte aufhielt, gab ich dem Müller den Rat, dieses Rohr nicht vertikal in die Höhe, sondern horizontal zu dem kaum 8 m entfernten Mühlbache hinzuführen.

Seit jenem Unfall arbeitet die Maschine gut.

65tes Beispiel. (Wasser im Cylinder.)

Ein **Unfall durch Wasser** fand in einer Dampfziegelei statt, wo durch Lösen einer Kolbenschraube ein Bruch des Deckels eintrat. Diese Schraube wurde durch sehr säurehaltiges Wasser und Fett vollkommen aufgezehrt, der übrigbleibende Teil fiel zwischen Kolben und Deckel und führte den Bruch des letzteren herbei. Die Untersuchung des Kolbens zeigte, dass bereits alle Schrauben defekt waren. Auch die Kolbenstange zeigte sich sehr angegriffen. Einige Monate vorher fand bereits ein Bruch des Schieberrahmens und des Grundschiebers statt, er war ebenfalls geschwächt durch die Säure. Die Maschine blieb plötzlich am toten Punkt stehen.

Bei einer Dampfmaschine von 400 mm Bohrung und 700 mm Hub, die zum Betriebe einer Garnfabrik Mährens diente, brach infolge **Wassers im Cylinder** der Deckel, der Cylinder wurde beim Kanal eingerissen und die Kurbelwelle, welche mit der Kurbel aus einem Stück gegossen ist, brach bei der Kurbel ab. Die Gestänge waren verbogen.

Ursache: Nichtöffnen der Kondenshähne beim Inbetriebsetzen.

66tes Beispiel. (Wasserschlag.)

Eine Eincylinder-Auspuffmaschine von

Cylinderdurchmesser . . .	*450 mm*,
Kolbenhub	*730* „
Touren per Minute	*70*,
Betriebsdruck	*6 Atm.*,

mit einer Eismaschine direkt gekuppelt, in einer Bierbrauerei machte sich durch **zeitweise Stösse,** welche etwa 10 Minuten andauerten und dann wieder verschwanden, bemerkbar.

Die Maschine war erst kurze Zeit in Betrieb und der Lieferant noch verantwortlich. Letzterer sandte Monteure, Meister und Ingenieure, welche Tag und Nacht arbeiteten, die Hauptachse aushoben, Lagerschalen nachschabten u. s. w. und nach jeder Reparatur klopfte die Maschine nach wie vor.

Da der Termin der Zahlung des „letzten Drittels“ immer näher rückte, wurde ich als Gutachter zugezogen und fand folgendes:

Die Schlammhähne *h* (*Fig. 302*) am Kolbenschiebergehäuse, welche zum Entwässern der beiden Cylinderenden dienen, tropften auffallend Wasser während des Auftretens der Stösse und muste ich auf das Vorhandensein von **Wasser im Dampfcylinder** schliessen. Weitere Nachforschungen ergaben, dass der Kondenstopf *C* im vor-

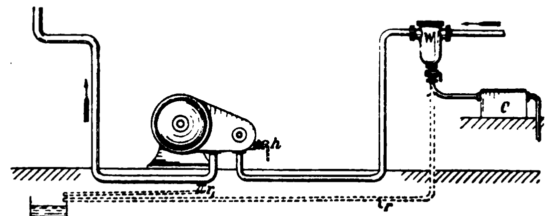


Fig. 302. Disposition der Rohrleitung.

hergehenden Winter durch Frost gesprungen und deshalb nicht mehr funktionierte. Das in dem Wasserabscheider *W* angesammelte Kondenswasser wurde deshalb von Zeit zu Zeit in grösseren Partien nach der Maschine gerissen.

Des weiteren stellte sich das Fehlen der Entwässerung der Abdampfleitung heraus. Nach Entfernung des Kondenstopfes *C* wurde eine Röhrchen *r* eingeschaltet und der Hahn am Wasserabscheider während des Betriebes etwas offen gehalten. Ferner wurde am Auspuffrohr ein $^3/_4$"-Röhrchen r_1 (ohne Hahn) angebracht, und von Stund' an kehrte der Schlag in der Maschine nicht wieder.

Der Stoss war also auf diese einfache Weise beseitigt, während vorher auf unnütze Weise hunderte von Mark ausgegeben waren.

Der Monteur einer grossen Maschinenfabrik berichtet folgenden Vorfall:

67tes Beispiel. (Wasserschlag.)

(Mitgeteilt von einem Fachgenossen.)

Die Nachricht, dass der **Dampfcylinder** der erst seit einigen Tagen auf einem benachbarten Eisenwerke in vollem Betrieb befindlichen Maschine über Nacht **gesprungen** sei, überraschte mich früh morgens keineswegs aufs ange-

nehmste, denn wenn ich als Monteur der Anlage auch ein reines Gewissen hatte, so wusste ich doch, dass ein solcher Fall für alle Beteiligten nur Unannehmlichkeiten bringen konnte und dass bei solchen Gelegenheiten gewöhnlich dem Monteur mit in erster Linie einige Federn gerupft zu werden pflegen.

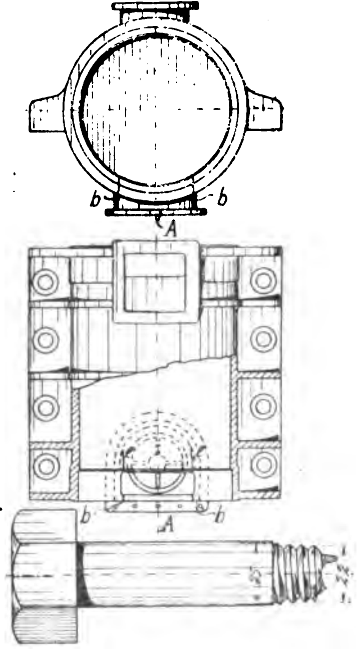


Fig. 303. Gebrochener Dampfcylinder

Fig. 304.

Fig. 305. Gerissene Schrauben.

Die eincylindrige **Walzenzugmaschine** hat folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Dampfcylinders	*1170 mm,*
Kolbenhub	*1400 „*
Umdrehung pro Minute . . .	*60 (im Mittel),*
Dampfdruck	*6 bis 7 Atm,*
Gewicht des Schwungrades . . .	*55000 kg.*

Die Maschine ist mit Ventilsteuerung versehen und hat Einspritzkondensation, deren Luftpumpe vom Kreuzkopfbolzen aus angetrieben wird.

Rasch zur Stelle, fand ich die in **Fig. 303–308** dargestellten Schäden vor.

Der Dampfcylinder zeigte an seinem hintern Ende **klaffende Risse,** diese sind in *Fig. 303—304* mit *bb* bezeichnet. Das Stück *A*, welches Cylinderflansch und Auslasskanalwand bildet, war **vollständig abgerissen,** jedoch noch gehalten von den krummen, gebogenen, Cylinder und Auslassventilgehäuse verbindenden Stiftschrauben.

Die Sprünge *ee* (*Fig. 306*) gehen von den Ecken der Auslassöffnung aus und verlieren sich in einer Länge von 200 mm.

Die untere Partie der **Cylinderdeckelschrauben** (14 Stück) sind dicht unterhalb der Muttern abgerissen. Die Bruchflächen dieser 1″ Schrauben liessen bestes sehniges Eisen erkennen und gaben Zeugnis, welcher gewaltige Druck die Ursache dieser Brüche gewesen sein muss. Die den Brüchen zunächst liegenden Gewindegänge hatten sich gedehnt und die Schrauben an diesen Stellen um 3 mm dünner gezogen (*Fig. 305*).

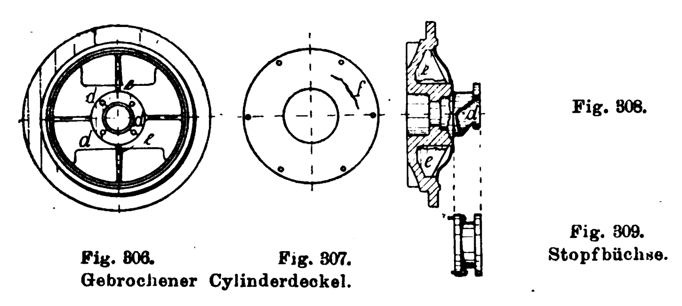


Fig. 306. Fig. 307. Gebrochener Cylinderdeckel.

Fig. 308.

Fig. 309. Stopfbüchse.

Am Cylinderdeckel war der Stopfbüchsenhals bei *dd* (*Fig. 306 u. 308*) zur Hälfte ausgebrochen und zwei der Verstärkungsrippen bei *ee* gerissen, auch hatte die gusseiserne Deckelbekleidung (*Fig. 307*) bei *f* einen 250 mm langen Sprung davongetragen.

Die Aussagen über die den Bruch begleitenden Umstände gingen in verschiedenen Punkten wesentlich auseinander. Mögen die beiden wichtigsten und zuverlässigsten in Betracht gezogen werden.

Der Maschinist, gegen dessen Anstellung ich schon einige Tage vorher gelegentlich eines Vorkommnisses geringerer Tragweite der Betriebsleitung gegenüber meine Bedenken äusserte und der jedenfalls nicht befähigt war, seinem Posten voll und ganz vorzustehen, sagte folgendes aus:

„Es war abends 9 Uhr, zum Kühlen der Walzen trat auf der Walzenstrasse eine Pause ein; hierbei liess man die Maschine langsam laufen. Der Kondensator arbeitete mit.

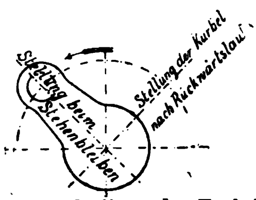


Fig. 310. Stellung der Kurbel beim Unfall.

Die Kessel hielten zur Zeit 6 Atm. Überdruck, das Absperrventil war nur wenig geöffnet. Nach kurzer Zeit blieb in einem unbewachten Augenblick die Maschine stehen und zwar so, dass die Kurbel in ihrer oberen Stellung die Vertikale hinter sich hatte ***(Fig. 310)***. Das Einlassventil war durch die Steuerung geschlossen und ging ich daran, das vordere Einlassventil (Maschine links umlaufend) von Hand zu öffnen, um die Maschine wieder in Gang zu bringen. Vorher hatte ich das Absperrventil mehr geöffnet, trotzdem aber wollte sich die Maschine nicht drehen. Ich schickte zum Maschinenmeister, sperrte den Dampf ab und liess bis zu dessen Ankunft alles ruhen."

Lassen wir nun den **Maschinenmeister**, der einige Minuten später zur Stelle kam, weiter erzählen:

„Ich wurde gerufen unter der Angabe, der Dampfcylinder habe sich in seiner Befestigung etwas gelockert und bewege sich auf dem Fundamentrahmen. Ich heisse den Maschinisten, der mit keinem Wort das Voraufgegangene erwähnt, die Maschine in Betrieb setzen und richte mein ganzes Augenmerk auf den fraglichen Umstand. Der Maschinist giebt Dampf auf und öffnet von Hand das vordere Einlassventil. Die Maschine rührte sich nicht.

Die Kurbel steht ca. 45° vom toten Punkte entfernt, das hintere Einlassventil lasse ich von Hand öffnen, (!) worauf die Maschine eine $^1/_4$ Umdrehung rückwärts macht. Hier angelangt, drehte sich die Maschine *ohne weiteres selbstthätig* in ihrer Laufrichtung (links) und, auf dem hinteren toten Punkt angelangt, ein **dumpfer Schlag** — und es war geschehen.

Ich ahnte sofort, dass nur Wasser die Ursache sein könne, der Maschinist hatte das in der Übergangsleitung von Maschine nach Kondensator sitzende Wechselventil nicht umgeschaltet. Nach der ihm streng anbefohlenen Weisung hätte er dieses vor jedem Stillsetzen oder sofort nach jedem Stillstehen *thun müssen*."

Bevor wir nun zur näheren Ermittelung der eigentlichen Ursache schreiten, seien noch einige ins Gewicht fallende Umstände erwähnt.

Das zur **Kondensation benötigte Wasser** wird einem Teiche entnommen. Der Wasserspiegel des Teiches liegt zeitweilig in demselben Niveau wie der Wassereingangsstutzen des Kondensators, das Wasser kann also zu Zeiten dem Kondensator zulaufen (!). Die Mitte der Saugleitungsmündung liegt in einer Ebene mit der Mitte des Eingangsstutzens.

Die Übergangsleitung (400 mm lichte Weite) ist unterirdisch angelegt, das Wechselventil zum Umschalten des Dampfes befindet sich unmittelbar am Kondensator.

Diese Leitung ist mit einem **Belüftungsapparat** versehen, das Ventil des Apparates schliesst sich durch Dampfdruck, letzterer wird unterhalb des Absperrventiles dem Einlassventilgehäuse entnommen.

Luftpumpen- und Dampfcylindermitte liegen in einer Ebene (die Luftpumpe steht also über Flur). Der Dampfcylinder ist dicht oberhalb der Auslassventile mit **Sicherheitsventilen** versehen, die 90 mm lichte Weite haben und bei 8 Atm. abblasen.

Die **Steuerung** ist dermassen eingestellt, dass die grösste Cylinderfüllung — bei niedrigster Regulatorstellung — 0,4, die geringste Füllung 0,01 beträgt. Die Voröffnung der Einströmung beginnt 5 mm vor Ende des Kolbenhubes; der Dampfaustritt beginnt, wenn der Kolben noch 75 mm zurückzulegen hat, die Kompression bei einem Kolbenweg von 1300 mm.

Suchen wir nunmehr an der Hand der gewordenen Aussagen nach der **Ursache des Unfalles.** Die durch das Absperrventil bewirkte zu grosse Drosselung des Dampfes hatte das Stehenbleiben der Maschine auf einem Punkte zur Folge, bei welchem beide Einlassventile geschlossen waren. In welcher Weise bis zu diesem Moment der Belüftungsapparat funktionierte, lässt sich mit Sicherheit nicht feststellen. Doch ist anzunehmen, dass stets Luft eintreten konnte, so lange die Steuerung die Einlassventile offen hielt. Der in diesen Perioden auf dem Belüftungsventil lastende Dampfdruck war zu gering, dasselbe zu schliessen.

Während der Expansion dagegen genügte der Dampfdruck im Einlassventilgehäuse, den Apparat ausser Thätigkeit zu setzen. (Die Belastungsfeder war schwach gewählt, um auch bei der zeitweilig herrschenden geringen Kesselspannung zu genügen.) Ferner ist eine geringe Anfang-

spannung des einströmenden Dampfes anzunehmen, welche also bei der Expansion unter 1 Atm. sank; demnach schon bei Beginn der Ausströmung ein gewisses Vakuum im Cylinder herrschte. Andernfalls wäre die Maschine wohl nicht zum Stehen gekommen. Der Belüftungsapparat konnte von diesem Moment an nicht mehr in Thätigkeit sein.

Die durch den Kondensator auf der hintern Seite des Cylinders bewirkte Luftleere zog das Kondensationswasser an und füllte sich der Cylinder in kurzer Zeit (nach den Ermittelungen in etwa 3—5 Minuten). Jetzt gab der Maschinist mehr Dampf und öffnete das vordere Einlassventil, um die Maschine in der Laufrichtung in Gang zu setzen. Die Maschine kam jedoch nicht in Bewegung. Das vor dem Kolben sitzende Wasser setzte Widerstand entgegen, denn das Auslassventil war nur wenig mehr geöffnet, das Wasser konnte nicht entweichen.

Dasselbe Manöver wiederholte sich 10 Minuten später in Gegenwart des Maschinenmeisters; dann öffnete man, heisst es weiter, das hintere Einlassventil und die Maschine drehte sich eine $^1/_4$ Drehung rückwärts, um, in dieser Stellung angelangt, sofort von selbst ihre Laufrichtung anzunehmen, und zwar, um nicht nur auf dem hinteren toten Punkte den Cylinder zu zertrümmern, sondern auch noch einige Umdrehungen zu machen.

Hier eben liegt das Unklare des angeblichen Sachverhaltes, denn wie eine nähere Betrachtung der Umstände ergeben wird, fehlt dann jede natürliche Erklärung für die Kraftäusserung der Maschine auf diesem Wege.

Der durch das vordere Einlassventil eingeströmte Dampf konnte nicht entweichen, da auf dieser Seite das Auslassventil geschlossen war, er muss sich aber rasch verdichtet haben durch die von der im hinteren Cylinderteil stehenden kalten Wassersäule bewirkten Abkühlung der Cylinder- und Kolbenwände; da anders beim Öffnen des hinteren Einlassventils die Maschine sich unmöglich hätte rückwärts bewegen können.

Auffallend und doch erklärlich ist die grosse Kraftentwickelung auf der hinteren Cylinderseite. Durch das um 10 mm geöffnete Auslassventil konnte das Wasser nicht rasch genug entweichen. (Spätere an derselben Maschine gemachte Erfahrungen ergaben, dass bei 3 mm Auslass-

ventilöffnung, ca. 25 mm Einlassventilöffnung und 4,5 Atm. Dampfdruck die Maschine nicht in Gang zu bringen war.) Gesetzt aber auch den Fall, es hätte bei der Rückwärtsbewegung vor dem Kolben durch die noch im vorderen Cylinder vorhandenen Dämpfe eine Kompression von 8 Atm. stattgefunden, welche den umgekehrten Gang der Maschine in der Laufrichtung herbeigeführt hätte, so ist es doch absolut unmöglich, dass dieselbe soviel Kraft entwickeln konnte, als zur Zertrümmerung des Cylinders und zum Weiterlauf der Maschine gehörte.

Es muss vielmehr sofort, nachdem die Rückwärtsbewegung der Maschine stattgefunden hatte, das vordere Einlassventil geöffnet worden sein und zwar, ehe das nachströmende Wasser den hinteren Cylinderteil wieder anfüllen konnte; und da das Öffnen der Einlassventile beim Rückwärtslauf der Maschine durch die Steuerung nicht bewirkt werden kann — es hebt sich statt dessen der Regulator in diesem Fall — so kann es nur von Hand geschehen sein.

Jedenfalls ist dieses dem Maschinenmeister entgangen, er legte dem allen kein Gewicht bei und bleibt bei seiner Behauptung.

Der Umstand, dass die Maschine beim Lüften des vordern Einlassventiles nicht in Gang zu bringen war, hätte ihn doch stutzig machen müssen. Auch durch den Maschinisten war keine Klarheit in die Sache zu bringen, da er in einem Atemzug zugab und bestritt. Derselbe hatte sich jedenfalls schon vor dem Unfall in hochgradiger Aufregung befunden, und hatte ihn beim Eintritt des Meisters das Erinnerungsvermögen vollständig verlassen.

Nach 12 Stunden zeigten die **gusseisernen Bruchflächen** noch den reinsten Glanz und waren nicht im geringsten mit den bekannten Rostflecken angesetzt. Dies brachte einen der Herren Ingenieure zu der Annahme, es könne **überhaupt kein Wasser** im Spiel gewesen sein, doch fanden sich hierfür nicht die geringsten Beläge, da alle sonstigen Maschinenteile in schönster Ordnung befunden wurden.

Vom Dampf event mitgeführtes Wasser kann ebenfalls nicht in Betracht gezogen werden, da das auf diese Weise in den hintern Cylinderteil gelangte Wasser hinreichend Zeit gefunden hätte, durch das geöffnete Auslassventil zu entweichen.

Die weitere Aussage des Maschinisten, er habe den an der tiefsten Stelle des Überströmrohres angebrachten 1"-Ablasshahn geöffnet und durch diesen sei lange Zeit Wasser entströmt, **behebt jeden Zweifel** an der Ursache des Cylinderbruches; denn dieses Wasser musste sich zur Zeit desselben schon in der Leitung befunden haben, da sofort nach dem Unfall das Wechselventil durch den Maschinenmeister umgeschaltet, also die Verbindung des Cylinders mit dem Kondensator unterbrochen wurde.

Der Bruch trat jedenfalls kurz nach völligem Schluss des Auslassventils — 1300 mm Kolbenweg — ein, indem das Sicherheitsventil nicht imstande war, das verdrängte Wasser zu entführen.

14 Schrauben rissen, 6 Schrauben hielten den Deckel am oberen Teil des Cylinderflansches fest und so wurde der Deckel „über Eck" aus der Cylinderbohrung gepresst und die Stopfbüchse einseitig an die Stande gedrückt, infolgedessen das Stopfbüchsenfutter *(Fig. 307—308)* ausbrach.

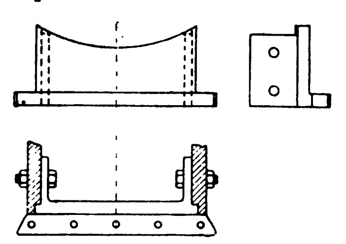


Fig. 311—313. Reparatur des Dampfcylinders.

Um **den Betrieb wieder möglichst bald aufnehmen zu können**, wurde der Cylinder in der *Fig. 311–313* gezeichneten Weise geflickt und auch der Deckel durch Aufschrauben eines neuen Stopfbüchsenfutters *(Fig. 309)* wieder brauchbar gemacht. Beides ist auch einigermassen betriebsfähig geworden, doch bietet diese Flickerei natürlich nicht die geringste Sicherheit gegen irgend welche stärkere Kompression, und ist die Neuanschaffung eines Cylinders und Deckels ein Gebot der Notwendigkeit.

Um aber für die Zukunft eine **Wiederholung** dieses Falles gänzlich auszuschliessen, wird die Lage der Verbindungsrohrleitung dahin gehend abgeändert, dass es dem Kondensationswasser absolut unmöglich gemacht wird, in den Dampfcylinder gelangen zu können.

Übrigens hätte das Malheur nicht vorzukommen brauchen, wenn der „Maschinist“ nicht so gänzlich kopflos gehandelt hätte. In Anbetracht der Gefahr, welche bei solchen Anordnungen besteht, waren die beiden Maschinisten immer und immer wieder strengstens angewiesen worden, das Wechsel- und das **Wasserregulierventil** ja richtig zu handhaben, und musste der Maschinist nach den ihm gewordenen Instruktionen wissen, was er im vorliegenden Falle zu thun hatte; nämlich, sofort nach dem Stehenbleiben der Maschine das **Wechselventil** umzuschalten und den Ablasshahn in der Verbindungsrohrleitung zu öffnen, um dem event. eingedrungenen Wasser Abzug zu verschaffen. Auch hätte unter keinen Umständen ein Rückwärtslaufen der Maschine veranlasst werden dürfen.

Natürlich ist nunmehr für die Folge die Wartung der Maschine in andere Hände gelegt.

68tes Beispiel. (Gebrochener Grundring.)

An einer **Kompound-Betriebsmaschine** von ca. **250 PS.** machte sich bei dem vorderen Hubwechsel im **Hochdruckcylinder** ein **Schlag** bemerkbar, der darauf schliessen liess, dass an der Maschine irgend etwas nicht in Ordnung sei. Soweit, wie sich äusserlich feststellen liess, lag die Ursache des Schlages in der **Stopfbüchse** und wurde angenommen, dass die **Metallpackung** sich hin und her bewege. Die Stopfbüchse wurde aufgemacht, die Metallpackung herausgenommen, doch fand sich nichts, was den Schlag hätte hervorbringen können, trotzdem sich durch Anziehen der Stopfbüchse der Schlag beeinflussen liess, derselbe überhaupt manchmal für längere Zeit verschwand. Da in der Stopfbüchse die Ursache des Schlages nicht gefunden worden, so wurde vermutet, dass der **Grundring** an seinem **Kragen** abgerissen sei und der abgerissene Teil von der Kolbenstange mitgenommen, bei dem vorderen Hubwechsel aber jedesmal wieder in die Bohrung des Cylinderdeckels hineingetrieben wurde, wodurch der Schlag entstehen musste. Da diese Vermutung aber äusserlich auf ihre Richtigkeit nicht geprüft werden konnte, so wurde der Cylinder geöffnet und der Kolben ausgebaut. Mit der Kolbenstange kam auch der grössere Teil des vorderen **Grundringes** zum Vorschein. Dieser war von dem Bunde des Grundringes abgerissen und machte die

Bewegung der Kolbenstange mit. Kam der Kolben nach vorne, so wurde das abgerissene Grundringstück jedesmal in die Bohrung des Cylinders hineingetrieben. Unten am vorderen Cylinderdeckel fest anhaftend befanden sich zwei **Bruchstücke** von dem Grundring, 10 cm lang, 5 cm breit und so dick, wie der Raum zwischen Cylinderdeckel und Kolben in der **Totpunktlage.** Diese waren von dem Grundring abgeschlagen, in den Cylinder gefallen, dann vom Kolben breit geschlagen und aufrecht an den vorderen Cylinderdeckel gestellt worden, wo sie schliesslich haften geblieben. Der Grundring war von **Weissmetall,** deswegen eine derartige **Bearbeitung** durch den Kolben, ohne dass sonst ein Unfall an der Maschine passierte, möglich. Der Kolbenkörper passte ziemlich genau in den Cylinder, so dass die Kolbenstange genau centrisch in letzterem arbeitete; wäre dieses nicht der Fall gewesen, dann hätte der Grundring wohl kaum die Bohrung im Cylinderdeckel so gut getroffen, sondern wäre vor letzterem geblieben und vom Kolben zusammengehauen worden, wobei es ohne **Unfall** wohl nicht abgegangen wäre.

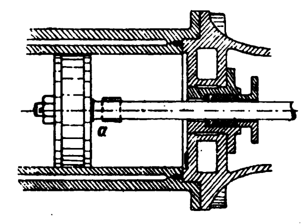


Fig. 314.

Das Fressen der Schieberspiegel.*)

Bevor wir diesen Punkt näher behandeln, sei folgendes vorausgeschickt:

Cylinderöl.

Zum Schmieren der inneren Dampfcylinderorgane werden heute ausschliesslich **Mineralöle** verwendet. Das Cylinderöl muss eine höhere Verdampfungstemperatur haben, als der Dampf. Hierauf muss man bei Verwendung von **überhitztem Dampf** besonders achten.

Temperaturen des gesättigten Wasserdampfes.

Dampfdruck	2	4	6	8	10	12	14	Atm. Überdruck
Temperatur	133	151	164	174	183	191	196	Grad Celsius.

Siedetemperatur des Cylinderöles.

Galizier Cylinderöl,	Siedetemperatur	230°	Celsius,
Russisches „	„	260°	„
Amerikan. „	„	310°	„

Gerade an der hohen **Siedetemperatur** ist die Güte eines Cylinderöles zu erkennen. Minderwertiges Öl verdampft bei 170—200°, die besseren Öle bei 300 bis 320°. Sobald ein Öl eine niedrigere Siedetemperatur hat, als der Dampftemperatur entspricht, ist es unbrauchbar; die **Schmierfähigkeit hört auf**, sobald das Öl verdampft.

Es ist wohl an dieser Stelle angebracht, auf das ausgezeichnete Buch vom Chemiker A. Künkler, „Die Maschinenschmierung" hinzuweisen. Das Buch ist leichtverständlich geschrieben, wovon nachfolgende Probe von allgemeinem Interesse sein wird.

*) Siehe auch Anhang I S. 350 u. s. w.

Man unterscheidet nach ihrer Herkunft:

1. deutsche Mineralöle,
2. englische „
3. galizische „
4. amerikanische „
5. russische „

1. Die deutschen Mineralöle.

Die aus der erdigen Braunkohle gewonnenen deutschen Mineralöle fanden vor Entdeckung der amerikanischen und russischen Erdölquellen als Zusatz zu den Pflanzenölen oder auch für sich allein vielfach Verwendung. Ihre Zähflüssigkeit und Schmierfähigkeit ist sehr gering, so dass sie sich nur zum Schmieren bei ganz geringem Drucke eignen. Infolge ihrer lösenden Eigenschaft verhindern sie als Zusatz zu den Pflanzenölen deren Krustenbildung an den Gleitflächen. Sie sind durch die amerikanischen und russischen Mineralöle ganz verdrängt worden, und nur das sogenannte Fettöl wird noch als Spindelöl und zur Herstellung konsistenter Maschinenfette verwendet.

Die aus dem schweren elsässer Erdöl gewonnenen zähflüssigen Schmieröle sind zwar hinreichend schmierfähig, aber infolge ihres Paraffingehaltes ebenso, wie das aus dem leichten elsässer Erdöl gewonnene Spindelöl nicht kältebeständig. Mit Rücksicht auf den billigen Preis und die überlegene Qualität namentlich der russischen Schmieröle ist ihre Herstellung nicht lohnend und die Qualität daher gering.

Die Ölheimer Schmieröle zeichnen sich gegenüber den elsässer Ölen durch grosse Kältebeständigkeit aus, stehen aber den russischen Ölen, mit Ausnahme der Cylinderöle, an Zähflüssigkeit nach. Da das Vorkommen des Ölheimer Erdöles nicht bedeutend und seine Aufarbeitung wegen des geringen Gehalts an Leuchtöl nicht lohnend ist, so ist die Produktion an Ölheimer Schmierölen ebenfalls gering.

2. Die englischen Mineralöle.

Das von den deutschen Braunkohlenteerölen Gesagte gilt im wesentlichen auch für die aus der Bogheadkohle gewonnenen englischen Öle. Diese sind indessen zähflüssiger und waren als Spindelöle in Deutschland früher sehr häufig im Gebrauch. Sie zeichnen sich, wie auch die Braunkohlenteeröle, vor den anderen Mineralölen durch stärkeren Geruch aus.

3. Die galizischen Mineralöle.

Die galizischen Öle werden in Deutschland wenig oder gar nicht verwendet. Sie sind nicht sehr kältebeständig und auch nicht sehr zähflüssig bezw. schmierfähig. Sie unterscheiden sich von den übrigen Mineralölen dadurch, dass den meisten hellen Schmierölen der blaue Schimmer fehlt; diesen haben nur die zähflüssigeren Öle (Cylinderöle).

4. und 5. Die amerikanischen und russischen Mineralöle.

Die amerikanischen und russischen Mineralöle sind die in Deutschland am meisten gebrauchten; ihnen gegenüber kommen die vorher genannten kaum in Betracht. Durch ihre physikalischen Eigenschaften sind sie wesentlich von einander unterschieden.

Farbe: Die amerikanischen hellen Maschinenöle sind ausnahmslos heller wie die russischen; bei den amerikanischen ist der grünliche Schimmer, bei den russischen der blaue vorherrschend.

Den amerikanischen hellen fehlt der blaue Schimmer, welcher bei den russischen Cylinderölen sehr stark ist.

Geruch: Die amerikanischen Öle sind nahezu geruchlos; die russischen Öle, namentlich die hellen, unterscheiden sich von ihnen wie von den übrigen Mineralölen durch ihren stärkeren süsslichen Geruch.

Gewicht: Die leichten amerikanischen Spindelöle haben nahezu gleiches spezifisches Gewicht, wie die gleich zähflüssigen russischen Spindelöle.

Die hellen amerikanischen Maschinenöle sind bei gleicher Zähflüssigkeit schwerer wie die russischen und auch bei geringerer Zähflüssigkeit mindestens ebenso schwer. Die amerikanischen dunkeln Maschinenöle, sowie die dunkeln und hellen Cylinderöle sind sämtlich leichter als die gleichen russischen Öle.

Erstarrungspunkt: Die amerikanischen Öle erstarren ihres hohen Paraffingehaltes wegen leicht bei niederen Temperaturen und scheiden schon bei Temperaturen über 0^{0} C. Paraffin aus; die Cylinderöle sind bei gewöhnlicher Temperatur meistens schon sehr dickflüssig. Dagegen sind die russischen Öle sehr kältebeständig und auch bei niederen Temperaturen noch flüssig.

Zähflüssigkeit: Die amerikanischen Spindelöle und dunklen Maschinenöle haben die gleiche, die amerikanischen hellen Maschinenöle eine weit geringere Zähflüssigkeit, als die gleichen ebenso schweren russischen Öle.

Dagegen sind die amerikanischen Cylinderöle bedeutend zähflüssiger als die russischen.

Flamm- und Brennpunkte: Die amerikanischen Spindelöle und dunklen Maschinenöle haben ebenso hohe, die amerikanischen hellen Maschinenöle fast so hohe Flamm- und Brennpunkte, wie die gleichen russischen Öle.

Dagegen haben die amerikanischen Cylinderöle weit höhere Flamm- und Brennpunkte als die russischen.

Ausser den auf Seite 147, 148 u. 149 genannten sind für die amerikanischen und russischen Mineralöle noch folgende Eigenschaften charakteristisch.

In Rücksicht auf die verschiedene Zähflüssigkeit, Kältebeständigkeit und den Preis werden in Deutschland die amerikanischen Cylinderöle und leichten Spindelöle vor den gleichen russischen Ölen und die russischen Maschinenöle vor den amerikanischen Maschinenölen bevorzugt.

Der billige Preis der Maschinenöle, sowie die Eigenschaft, sich unter dem Einflusse der Luft und Wärme nicht zu verändern, nicht zu harzen und sauer zu werden, sind die Ursachen, dass die Tier- und Pflanzenöle in Deutschland besonders durch die russischen und amerikanischen **Mineralöle** grösstenteils verdrängt worden sind."

Obwohl nun diese Erkennungszeichen so deutlich wie möglich angegeben sind, ist es doch äusserst schwierig, durch Augenscheinnahme sich über die **Güte des Öles** ein Urteil zu bilden.

Man muss sich vollständig auf den Lieferanten verlassen. Es mögen einige Ölhändler sehr gewissenlos zu Werke gegangen sein, so dass jetzt die Fabrikanten besserer Öle, wie z. B. „**Vacuum-Oil-Comp.**" u. A. das Öl überhaupt nicht an Händler liefern, sondern nur d i r e k t an K o n s u m e n t e n abgeben. Dem Konsumenten bietet sich hierdurch der Vorteil, immer dasselbe gute Öl preiswert zu bekommen.

Preise der Cylinderöle:

Wer die Verhältnisse der Ölgewinnung und Ölfabrikation in Amerika kennt, gewinnt die Überzeugung, dass gutes Öl teurer sein muss, als minderwertiges.

Die im Handel vorkommenden Cylinderöle für **30** bis **50 Pf. per kg** dürften minderwertig und für halbwegs hohen Dampfdruck ungeeignet sein; das Schmieren mit denselben wird teuer, da man zuviel Öl verwenden muss, ausserdem werden dem Cylinder Substanzen zugeführt, welche die **Fläche ruinieren**, die **Reibungswiderstände** erhöhen und **Dampfverlust** zur Folge haben.

Während der Drucklegung dieses Bogens hatte ich eine Anzahl Maschinen in Behandlung, welche an **Fressen der Schieberspiegel** kranken und werde ich am Schluss dieses Buches in einem besonderen Artikel (Anhang I) auf die **Schmierfrage** zurückkommen. Im besonderen sollen auch dort die Flachschieber einer eingehenden Prüfung unterzogen werden.

Ist die Maschine mit **Oberflächenkondensation** versehen und führt man das Kondensat in den Dampfkessel zurück, so wähle man ein säurefreies Öl. Marke **„600 W. Mineral“** dürfte sich eignen.

Für

hoch überhitzten Dampf

verwendet man **Hippotermolin** von Emil Folzer. Dieses hat einen Siedepunkt von 350° Cels.

Öluntersuchung.

1. Prüfung auf Gehalt an Schwefelsäure.

Eine Flasche zu gleichen Teilen mit Öl und warmem Wasser gefüllt, gehörig geschüttelt und nachdem es sich gesetzt hat, einige Tropfen Chlor-Bariumlösung zugegeben. Bei Anwesenheit von Schwefelsäure entsteht ein weisser Niederschlag. Solches Öl soll zweckmässig nicht verwendet werden.

2. Quantitative Bestimmung von Säuren in Öl oder Fett.

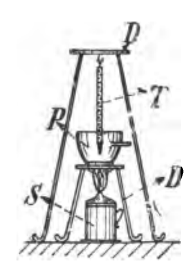
20 gr Öl oder Fett in Alkohol und Äther gelöst und den Säuregehalt durch Titrieren mit Natronlauge bestimmen. 1 ccm verbrauchte Normalnatronlauge, auf 100 gr Öl oder Fett berechnet, entspricht einem Säuregrad. Die meisten Talg- und Rübölsorten enthalten verhältnismässig hohe Säuregrade.

3. Harzen des Öles.

Zu ermitteln ob ein Öl harzt, giesst man einige Tropfen auf eine Glasplatte auseinander, setzt diese dünne Schicht vor Staub geschützt der Luft aus, wonach sich, falls das Öl harzt, bald feste Krusten bilden.

4. Flamm- und Brennpunkt.

Ein kleiner Porzellantiegel *P* wird ziemlich bis an den Rand mit Öl gefüllt, in letzteres ein Thermometer *T* gehängt,



das ganze vorsichtig mit einer Spirituslampe *S* erhitzt und gleichzeitig mit einem Spänchen von Zeit zu Zeit über die Oberfläche des Öles gestrichen; flammt der Span auf und verlöscht wieder, so ist das der Flammpunkt; die höhere Temperatur, wo das Öl permanent brennt, ist der Brennpunkt. Je höher diese Punkte liegen, desto schlüpfriger, mithin wertvoller, ist das Öl. Empfehlenswert sind nur Öle von über 200° Flammpunkttemperatur.

5. Prüfung auf Reinheit.

Es wird etwas Öl auf ein Stück reines Papier gestrichen; gegen das Licht gestellt, muss der durchsichtige Fleck klar und gleichmässig sein. Feste, auch kleinste Beimengungen sind sofort zu erkennen.

Das Fressen des Schieberspiegels.*)

Der Flachschieber, welcher sich seit 100 Jahren als Steuerungsorgan der Dampfmaschinen im allgemeinen gut bewährt, ist auch jetzt noch der bequemste und einfachste Dampfverteiler.

In den letzten Jahren jedoch hat er viel Unheil angerichtet, dem Fabrikanten und Empfänger der Maschine viel Unannehmlichkeiten, Sorgen und Ärger bereitet.

Bei vielen neuen Maschinen mit Flachschieber stellt sich nach kurzer Betriebszeit, häufig schon in der ersten Woche, ein **Fressen des Grundschieberspiegels** ein.

Besondere **Erkennungszeichen** des Fressens sind folgende:

1. **Brummen oder Rauschen** im Schieberkasten,
2. **Würgen der Steuerung,**
3. **Schlagen der Excenter,**
4. Austreten von **schwarzgefärbtem Schmieröl** aus den Stopfbüchsen und dem Austrittsrohr.

(Diese Erscheinung tritt auch beim Fressen der Kolbenringe ein, dazu ein Rauschen im Cylinder.)

Auch beim Indizieren tritt diese zähe, schwarze Brühe in den Indikatorcylinder, und man ist häufig nicht imstande, ein richtiges Diagramm zu nehmen, da der Indikatorkolben durch das mit Eisen vermischte Schmieröl sich festklemmt, dadurch unrichtige Linien (besonders in der Gegend der atmosphärischen Linie) erzeugt.

Der Zweck dieses Artikels soll nun sein, die Ursache des Fressens zu ergründen und Mittel zur Beseitigung desselben zu finden.

***) Ausführlicher behandelt im Anhang I, S. 350 u. f.**

Die Ursache des Fressens am Schieberspiegel.

Aus dem Umstand, dass gerade in neuerer Zeit der Schieberspiegel viel Störungen veranlasst, während derselbe in frühern Zeiten weniger Unannehmlichkeiten brachte, kann man folgende Ursachen vermuten:

Der **Dampfdruck ist ein höherer** geworden, die Maschinen laufen schneller, dadurch **grössere Kanäle** und grössere Schieber.

Die Cylinder werden **mangelhaft** vom Formsand **gereinigt** und die Frischdampfleitung nicht genügend ausgeblasen.

Das **Cylinderschmieröl,** welches im Handel 30 bis 50 Pf. pro kg kostet, verdient überhaupt nicht den Namen Cylinderöl.

Der hohe Dampfdruck ist nun einmal da, und müssen wir denselben in Kauf nehmen, ebenso lässt sich die grosse Schieberspiegelfläche nicht reduzieren.

Es bleibt uns deshalb nichts anderes übrig, als unser Augenmerk auf folgende Punkte zu richten:

1. **Gründliche Reinigung** des Dampfcylinders sowie der Rohrleitung.
2. **Geeignetes** (also dichtes) **Material** für den Schieberspiegel.
3. Möglichste **Entlastung** des Schiebers.
4. Verwendung geeigneten und **schmierfähigen Cylinderöles.**
5. **Richtige Zuführung** des Cylinderöles.

1. Das Reinigen des Cylinders.

Häufig dürfte die Ursache des Fressens in **mangelhafter Reinigung** der Cylinder vor der Inbetriebsetzung der Maschine liegen. Die dem Guss anhaftenden Formsandkörner sind in der Werkstatt nicht sorgfältig entfernt und der Cylinder nicht genügend mit Dampf ausgeblasen. Während des Betriebes lösen sich die Sandkörnchen, reiben sich auf den Schieberflächen und erzeugen den erwähnten Missstand.

Man öffne deshalb schon 2—4 Tage nach Inbetriebsetzung den Schieberkastendeckel sowie die Cylinderdeckel und reinige den Cylinderdeckel gründlich von etwaigem Schmutz, Formsand u. s. w.

2. Das Material des Schieberspiegels.

Bei der jetzt üblichen Ausführung ist der Schieberspiegel mit dem Cylinder aus einem Stück gegossen. Man verwendet zum Cylinder gewöhnliches Gusseisen, welches im Rohguss gegossen etwa 22 Pfg. pro kg kostet. Ein Cylinder aus besonderer Gusseisenmischung, durch welche ein sehr dichter Guss erzielt wird, kostet aber im Rohguss ca. 40 Pfg. Diese grosse Preisdifferenz des Gusses zwingt uns, hiervon abzusehen.

Eine zweite Lösung wäre die Anwendung eines **extra aufgesetzten Schieberspiegels** aus besonders dichtem Guss oder Stahlplatte, wie auf Seite 158 u. 159 näher beschrieben; wir wollen davon absehen.

3. Die Entlastung der Schieber.

Für stationäre Maschinen werden dieselben seltener angewandt. Sie funktionieren nicht immer sicher.

Wir wollen also auch hiervon absehen.

Es bleiben uns also noch Punkt 4 und 5 übrig, und wenn wir dieselben richtig beachten, wird sich auch ein Fressen des Schiebers bei Dampfdrücken bis 7 Atm. nicht*) einstellen. Diese sind:

4. Die Verwendung geeigneten schmierfähigen Cylinderöles.

Hierin liegt der Schwerpunkt unserer Betrachtung. Die Praxis hat eine grosse Anzahl Fälle gezeigt, bei welchen durch Verwendung minderwertigen Cylinderöles (pro kg 40 Pfg.) die Schieberfläche in kurzer Zeit ruiniert wurde. Ohne nun am Schieberspiegel besondere Arbeiten vorzunehmen, konnte man nach An-

*) s. Anhang I „Das Fressen des Schieberspiegels“.

wendung von **bestem Cylinderöl** eine auffallende Besserung des Schieberspiegels beobachten.

5. Richtige Zuführung des Cylinderöles.

Reichliche Schmierung und gutes Öl schützt jedoch nicht immer gegen Fressen. Es muss **an der richtigen Stelle eingeführt werden.**

69tes Beispiel. (Ölzuführung.)

Eine **falsche Einrichtung** zeigt *Fig. 315–317.* Das Öl wurde an einer nicht vom Dampfstrom berührten Stelle in den Dampfraum eingeführt und sammelte sich hier an. Nachdem die Ansammlung gross genug, wurde mit einem Male ein Klumpen Öl vom Dampf mitgerissen. Infolge dieser **unregelmässigen Schmierung** trat ein Fressen des Dampfkolbens ein.

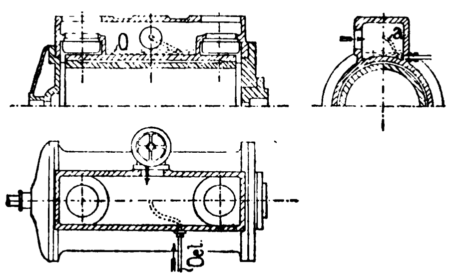


Fig. 315—317. Zuführung des Cylinderöles.

Diesen Übelstand beseitigte man zum Teil durch Anbringung des in der Zeichnung punktierten Röhrchens *a*, letzteres wurde so gebogen, dass durch den Dampfstrom die von der Schmierpumpe gelieferten Öltropfen mitgerissen und regelmässig dem Dampfcylinder zugeführt wurden.

Eine **regelmässige und gute Schmierung** erreicht man am besten, wenn das Schmierrohr der Ölpumpe in die Frischdampfleitung einmündet und dort noch um ein Stück *r* hineinragt, dann findet eine gute Mischung des Dampfes mit dem Cylinderöl statt *(Fig. 318).*

Um nun Betriebsstörungen infolge Fressens des Schiebers vorzubeugen, hat man bei neu in Betrieb

gesetzten Maschinen für reichliche Schmierung Sorge zu tragen und sich häufig zu überzeugen, dass die Schieberfläche in Ordnung ist.

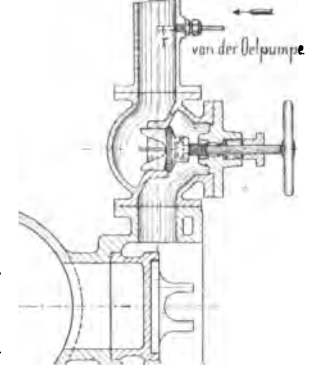


Fig. 318.

Da man in vielen Fällen wie schon erwähnt, der **mangelhaften Schmierung** das Fressen beimisst, finden sich auch Einrichtungen, bei welchen das Öl direkt zum Schieberspiegel geführt wird.

Dies geschieht entweder mit Doppelkücken, nach ***Fig. 321***, indem man von Zeit zu Zeit eine Partie Öl einbringt oder vermittelst einer mechanischen Schmierpumpe nach ***Fig. 319–320***. Im letzteren Falle wird das Öl tropfenweise dem Schieberspiegel zugeführt.

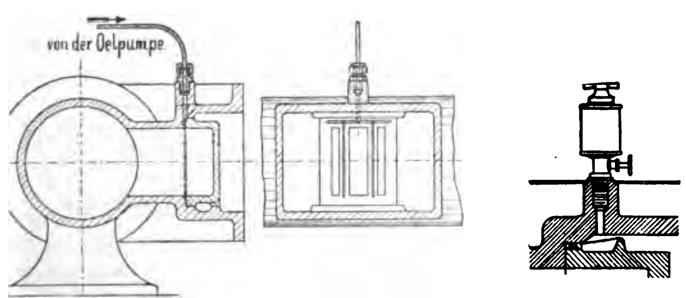


Fig. 319—320. Schmieren der Schieberfläche. **Fig. 321.**

Sobald sich die auf Seite 153 angegebenen Erkennungszeichen einstellen, ist eine **reichliche Zuführung** von Cylinderöl oder **Talg** nötig. Am sichersten ist es jedoch, wenn die Maschinen stillgestellt und die beschädigten Flächen nachgearbeitet werden.

Eine zu **stark abgenutzte** Schieberfläche lässt sich unter Umständen nicht wieder brauchbar her-

richten und macht die Anfertigung eines neuen Dampfcylinders oder das Aufsetzen eines neuen Schieberspiegels notwendig.

In manchen Fällen sucht man die durch Fressen beschädigte Schieberfläche durch **Nachschaben** oder **Nachhobeln** auszubessern. Ist die Beschädigung nicht zu stark, so gelingt es häufig durch reichliches Schmieren mit besserem Öl, den Schieber wieder gut zum Tragen zu bringen.

70tes Beispiel. (Verschleiss des Schieberspiegels.)

Bei ganz grossen Abnutzungen (wie z. B. der in *Fig. 322–323* dargestellte Schieber einer Lokomobile, bei

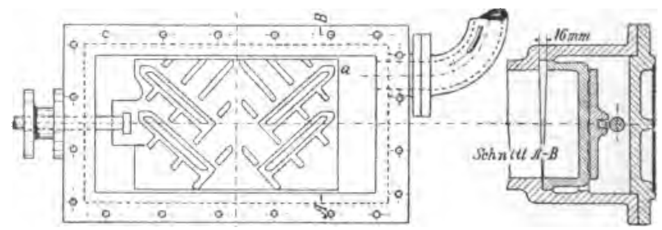


Fig. 322—323. Verschleiss von Schieber und Schieberspiegel um 16 mm.

welcher die Schieberfläche an einer Seite und zwar oben um 16 mm verschlissen!) kann durch Nachschaben und Nachfeilen an Ort und Stelle wenig erreicht werden; in solchen Fällen ist das Nachhobeln des Schieberspiegels unerlässlich.

Das **Aufsetzen eines Schieberspiegels**

hat mit grösster Vorsicht zu geschehen, da sich sonst Undichtigkeiten einstellen. Am sichersten hat sich folgende Methode bewährt:

Der Schieberspiegel wird rechtwinklig, sowie auch horizontal zur Kurbelachse abgerichtet. (Letzteres kann an Ort und Stelle geschehen, wenn der Schieberkasten auf den Cylinder extra aufgeschraubt ist, also Schieberkasten und Cylinder nicht in einem Stück gegossen sind.)

Man befestige einen Bohrwinkel zum Anbringen einer Knarre oder Handbohrmaschine in den Schrauben-

löchern, womit der Schieberkasten an den Cylinder geschraubt ist, bohre mittelst Centrumbohrers in die sogen. Felder *a*, *b*, *c* und *d* (*Fig. 324*) des Schieberspiegels Löcher von wenigen Millimeter Tiefe und arbeite mittelst Meissels und Feile die gebohrten Löcher zu Vertiefungen (Nuten) aus (*Fig. 328*).

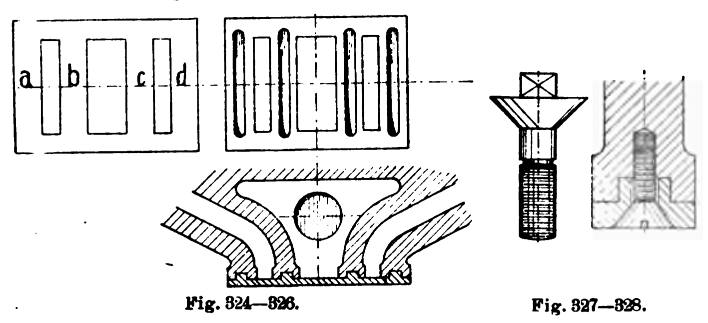


Fig. 324—326. Fig. 327—328.

Die Vertiefungen müssen sich, wie aus *Fig. 325* ersichtlich ist, über die Längen der Kanäle erstrecken, die Breite richtet sich ganz nach der Breite der Felder und würde $^1/_8$ derselben genügen. Die Vertiefungen, welche durch Ansätze an der aufzuschraubenden Platte ausgefüllt werden, haben den Zweck, den Arbeitsdruck des Schiebers aufzuheben und vermindern den Dampfverlust bei einem etwaigen Undichtwerden der Platte am Schieberspiegel.

Die **aufzusetzende Platte,** die vor dem Anschrauben auf der zu dichtenden Seite mit gut geklopftem Mennige zu streichen ist, ist am besten aus **Aluminiumbronze** zu wählen, da dieses Metall allen Ansprüchen scheinbar genügt; die Widerstandsfähigkeit gegen Abnützung ist gross, die Bearbeitung eine leichte, die Ausdehnung minimal.

Die zum Aufschrauben zu verwendenden **Schrauben** sind von gleichem Metall zu nehmen und werden zum Einschrauben am versenkten Kopf mit Vierkant versehen (*Fig. 327*), welcher nach sehr festem Anziehen

entfernt werden muss. Die Anzahl der Schrauben wie auch der Durchmesser derselben und wie dieselben an den Schieberspiegel verteilt werden, hängt ganz von der Grösse und Beschaffenheit der Fläche ab.

Es ist verständlich, dass, nachdem die Platte gegengeschraubt ist, dieselbe mit dem abgerichteten Grundschieber zusammen auftuschiert wird, und dass man sich bald überzeugt, wie Schieber und aufgeschraubte Platte zusammen arbeiten.

71tes Beispiel. (Unfall durch mangelhaftes Schmieren.)

Das Rheinschraubenboot Heinrich, im Jahre 1891 zu Rotterdam erbaut, war am 17. März 1892 auf einer Probefahrt, nachdem es vorher in Homberg behufs Reparatur in einer Maschinenwerkstätte gewesen. An Bord befanden sich: Schiffsbesitzer, Kapitän, der Maschinenfabrikant, welcher das Schiff repariert hatte, zwei Maschinenmeister, ein Heizer, ein Steuermann und ein Schiffsjunge.

Bei der Rückfahrt von der Probe ereignete sich nun ein eigentümliches Unglück, welchem sechs Menschen zum Opfer fielen. Es war in der Nähe von Duisburg, als nachts um 11 Uhr der Schieberkastendeckel des Niederdruckcylinders platzte und der herausströmende Dampf vier im Maschinenraum befindliche Menschen sofort tötete. Die fünfte Person, ein Heizer, war in seiner Todesangst unter die Feuerung gekrochen und wurde noch lebend vorgefunden, starb jedoch nach sechs Stunden. Der Kapitän, welcher vom Deck aus nach dem Maschinenraum zur Hülfe eilen wollte, kam nur halb die Treppe hinunter, als auch er vom Dampf erreicht wurde; man fand ihn auf der Treppe mit verbranntem Unterleib; er lebte noch bis früh 6 Uhr, wo auch ihn der Tod von seinem qualvollen Leiden erlöste. Die Gesichter der armen Umgekommenen waren ganz weiss gebrüht, Spuren von Verletzung zeigte nur einer der Verunglückten.

Die Ursache des Unglückes war der gebrochene **Schieberkastendeckel** des **Niederdruckcylinders** bezw. das Ausströmen des Dampfes durch denselben.



Fig. 329. Aufriss der Schiffsmaschine.

Fig. 330. Grundriss des Maschinenraumes.

Diesen Schieberkastendeckel habe ich nach der Natur aufgenommen, und ist derselbe in *Fig. 331–334* dargestellt.

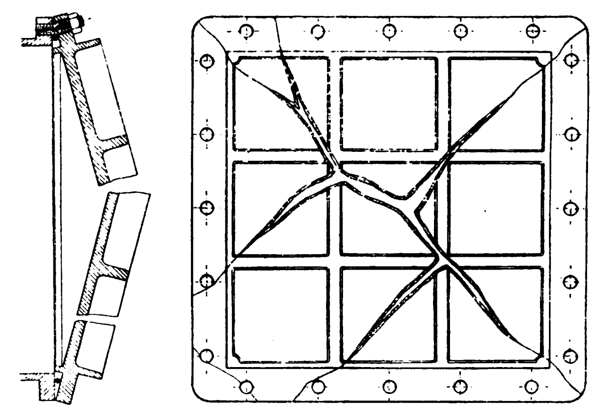


Fig. 331—332. Der gesprungene Schieberkastendeckel, nach der Natur aufgenommen.

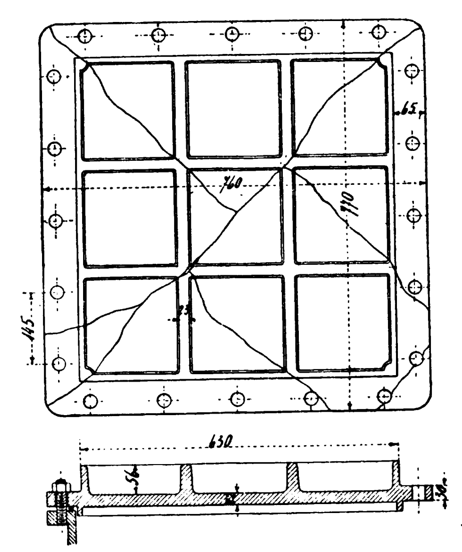


Fig. 333—334. Der gesprungene Schieberkastendeckel, die einzelnen Stücke zusammengelegt.

Das Material des Schieberkastendeckels war, den Bruchflächen nach zu urteilen, ein gutes, und ergiebt

die Berechnung, dass der Deckel etwa bei 10 Atmosphären Dampfdruck hätte brechen müssen.

In *Fig. 335* ist ferner noch die Art der Verpackung dargestellt, welche aus 8 mm starkem Kupferdraht bestand.

Auch die Form der **Schrauben** nach dem Unglück, welche sämtlich verbogen, jedoch keine einzige gebrochen war, ist in *Fig. 331* gezeigt.

Es sei hier noch bemerkt, dass der Kessel auf 10 Atm. Überdruck konzessioniert und dass die Sicherheitsventile nach dem Unglück sich in Ordnung befanden.

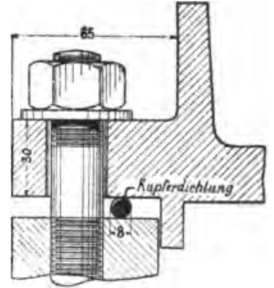


Fig. 335.
Dichtung des gesprungenen Schieberkastendeckels.

Wir haben uns nun zwei Fragen zu beantworten.

1. Wie war es möglich, dass der Schieberkastendeckel platzte, bezw. welche Ursachen liegen hier vor?

2. Wie ist es denkbar, dass die im Maschinenraum befindlichen Personen ohne weiteres durch die hohe Temperatur getötet wurden, da der Maschinenraum, wie auch auf anderen Schiffen, durch genügend weite Dachluken nach dem Deck zu mit der Aussenluft in Verbindung stand?

Die wirklichen Ursachen des Unglückes sollen in nachstehendem dargestellt werden.

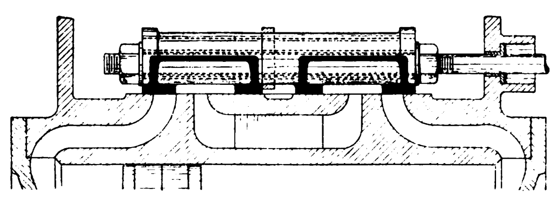


Fig. 336. Anordnung der Schieber im Hochdruckcylinder.
(Massstab 1 : 12.)

Der **Niederdruck**cylinder, von welchem der Schieberkastendeckel geplatzt war, zeigte nicht die geringste Unregelmässigkeit.

Die Steuerung des **Hochdruck**cylinders bestand aus geteilten Muschelschiebern, wie in *Fig. 336* dargestellt, von welchen **der eine Schieber gebrochen war.**

In *Fig. 337–340* ist dieser gebrochene Schieber dargestellt und ist daraus ersichtlich, welche **starke Abnutzung** derselbe an der Gleitfläche trotz der kurzen Betriebszeit aufwies. Der Schieber bestand aus Rotguss und ist die Bruchlinie in der Zeichnung schwarz markiert.

Der nicht gebrochene Schieber war übrigens ebenso stark abgenutzt.

Wunderbar ist es, dass man diese starke Abnutzung nicht früher entdeckt hat, da das Schiff doch des unregelmässigen Ganges der Dampfmaschine wegen von dem Maschinenfabrikanten, welcher mit verunglückt ist, nachgesehen wurde. Man scheint sich also die Mühe nicht genommen zu haben, den Schieberkastendeckel des Hochdruckcylinders einmal zu entfernen!

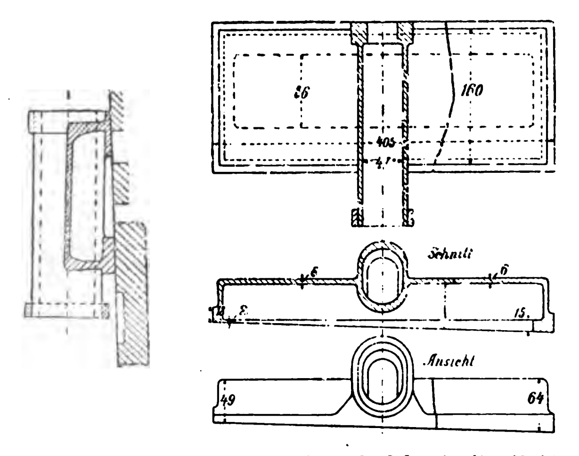


Fig. 337–340. Gebrochener Schieber (Hochdruckseite) 10 Atm.

Um nun auf die **Ursache des Schiffsunglücks** zurückzukommen, sei folgendes bemerkt:

Durch den Bruch des Schiebers am Hochdruckcylinder konnte der hochgespannte Dampf direkt durch den Receiver (Rohr zwischen Hochdruck- und Niederdruckcylinder) in den Schieberkasten des Niederdruckcylinders gelangen und hat dort den erwähnten Bruch des Schieberkastendeckels verursacht.

Hier sei jedoch noch bemerkt, dass das **Absperrventil** auf Deck geschlossen wurde, als noch 4—5 Atm. Druck im Kessel vorhanden war. (Bei Bruch des Schieberkastendeckels hatte der Kessel einen Druck von 10 Atm.) Das Wasser war am Morgen nach dem Unglück im Wasserstandsglase, etwa an der Grenze des niedrigsten Wasserstandes, noch sichtbar.

Bei Besichtigung des **Maschinenraumes** zeigte der **Manometer** am Kessel **nur 4 Atm.,** der Boden des Maschinenraumes war etwa **6 Zoll hoch mit Wasser** bedeckt. Der Wasserstand am Kessel stand an der untersten Marke des niedrigsten Wasserstandes.

Es sind in einer ganz kurzen Zeit (schätzen wir $^1/_2$ Minute) etwa **600 Liter Wasser verdampft,** also ca. 200 cbm Dampf ausgeströmt, während der Maschinenraum selbst nur etwa 50 cbm Inhalt hatte.

(Es wird natürlich durch die schnelle Dampfentwicklung eine Menge Wasser mitgerissen worden sein, also ein Überkochen stattgefunden haben, so dass es sich um ein Gemisch von Wasser und Dampf handelt.)

Dieser Dampf verdrängte sofort alle im Maschinenraum befindliche Luft.

Was nun die **Temperatur im Maschinenraum** zur Zeit des Unfalles anbetrifft, so muss dieselbe eine sehr hohe, sagen wir 120°, gewesen sein, denn der von Deck aus zur Hülfe eilende Kapitän, welcher bereits einige Stufen auf der Treppe des Maschinenraumes hinunter gegangen, war nicht imstande, wieder auf Deck zu gelangen, sein Unterkörper wurde also im Nu so stark verbrannt, dass er seine Glieder nicht mehr benutzen konnte.

Die Treppe war nun unglücklicherweise grade an der Stelle, wo sich der gebrochene Schieberkastendeckel befand, wo also der Dampf ausströmte. Ob letzteres der Hauptgrund war, dass der Kapitän auf diese Weise verunglückte, und ob es vielleicht noch andern der im Maschinenraum befindlichen Personen gelungen wäre, auf Deck zu flüchten, wenn der Treppenaufgang nicht durch den ausströmenden Dampf versperrt gewesen wäre, ist schwer zu sagen; es kommt eben darauf an, ob die Temperaturerhöhung im Maschinenraum eine plötzliche war, oder ob dabei einige Zeit (etwa $^1/_4$ Minute) vergangen ist.

Nach alledem ist also anzunehmen, dass die verunglückten Personen durch die **hohe Temperatur im Maschinenraum verbrannt sind;** allerdings behaupten Personen, welche sich in

einem mit Dampf gefüllten Raum aufgehalten, das Gefühl des Erstickens gehabt zu haben, glauben also, dass in solchen Fällen Ersticken die Ursache des Todes ist. Dagegen hat man Beispiele, dass Leute, welche sich aus einem mit heissem Dampf gefüllten Raume retten konnten, sich sehr wohl und munter befanden, bis nach 1—2 Tagen Krankheitserscheinungen und Tod eintraten. Dieses lässt vermuten, dass das **Einatmen von heissen Dämpfen** den Atmungsorganen schädlich sein kann, und zwar in der Weise, dass die schädlichen Wirkungen sich erst in einigen Tagen einstellen.

Wie bei allen derartigen Unfällen, bringen die Lokalblätter die wunderbarsten Berichte, so schreibt ein rheinisch-westfälisches Blatt über die Ursache des Unfalles:

> *Nach Aussage der Sachverständigen ist das Unglück dadurch entstanden, dass der Dampfkessel nicht ordentlich festgelegen und der Dampf dadurch stossweise in die Maschine gelangt sei, wodurch der Schieberkasten platzte!*

72tes Beispiel. (Gefressener Schieber.)*)

In einer neu eingerichteten Dampfziegelei ist eine Dampfmaschine von 380 Cylinderdurchmesser, 760 Hub, $n = 85$ pro Minute aufgestellt. Die Maschine wurde in Betrieb gesetzt und ging drei Wochen tadellos. Da plötzlich ein Telegramm und mit welchem Inhalt? „Maschine ausser Betrieb, Schieberstange gerissen, sofort Monteur senden."

Der Monteur wurde abgeschickt, aber als er ankam, wie sah die Maschine aus? Schieberstange verbogen, Führungsbock abgerissen und der ganze Schieberspiegel zerfressen.

Nun wurden Untersuchungen abgehalten, woher das kam, was sich schliesslich auch herausstellte.

Die Sache trug sich folgendermassen zu:

Der Arretierungshebel am Schneckenrad der Ölpumpe war lose geworden, er versagte deshalb seinen Dienst, und die Folge war, dass kein Öl in den Schieberkasten gelangte; natürlich wurde der Schieber heiss und fing an zu

*) Mitgeteilt von Fachgenossen.

fressen und zu pfeifen. Der Maschinist hörte wohl das Geräusch, hielt es jedoch nicht für nötig, einmal nachzusehen. Nun geschah das unvermeidliche.

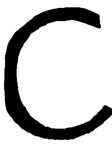


Fig. 341.

Der Schieber hatte so sehr gefressen, dass er sich überhaupt nicht mehr bewegen konnte, die Maschine arbeitete jedoch weiter und riss den Schieberstangenführungsbock ab, die Excenterstange schlug um und verbog sich vollständig, wie *Fig. 341* zeigt.

Die Steuerung.

a) Schiebersteuerungen.

1. Die einfache Schiebersteuerung.

In *Fig. 342* ist die Arbeitsweise einer Maschine mit einfachem Muschelschieber dargestellt. Der Kolben befindet sich in der Mittelstellung, so dass auf die hintere Kolbenseite der Frischdampf drückt, während der bereits ausgenützte Dampf der vorderen Kolbenseite durch das Auspuffrohr *a* ins Freie gelangt.

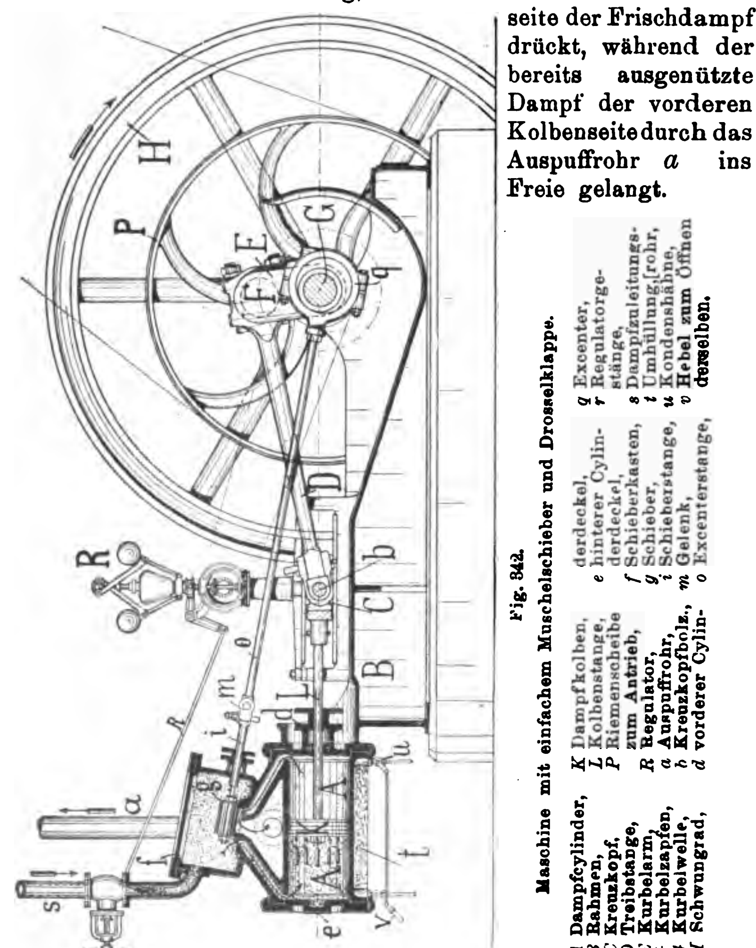
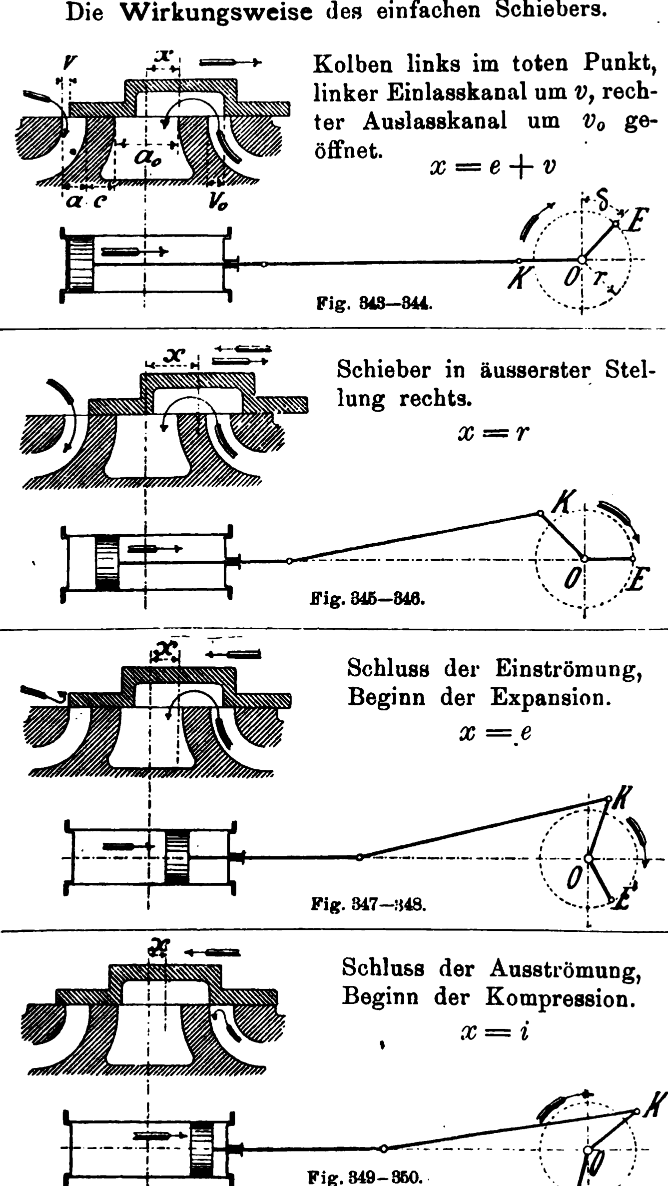


Fig. 342.
Maschine mit einfachem Muschelschieber und Drosselklappe.

A Dampfcylinder, **B** Rahmen, **C** Kreuzkopf, **D** Treibstange, **E** Kurbelarm, **F** Kurbelzapfen, **G** Kurbelwelle, **H** Schwungrad, *K* Dampfkolben, *L* Kolbenstange, *P* Riemenscheibe zum Antrieb, *R* Regulator, *a* Auspuffrohr, *b* Kreuzkopfbolz., *d* vorderer Cylinderdeckel, *e* hinterer Cylinderdeckel, *f* Schieberkasten, *g* Schieber, *i* Schieberstange, *m* Gelenk, *o* Excenterstange, *q* Excenter, *r* Regulatorgestänge, *s* Dampfzuleitungsrohr, *t* Umhüllung, *u* Kondenshähne, *v* Hebel zum Öffnen derselben.

Die Wirkungsweise des einfachen Schiebers.



Kolben links im toten Punkt, linker Einlasskanal um v, rechter Auslasskanal um v_0 geöffnet.

$$x = e + v$$

Fig. 343—344.

Schieber in äusserster Stellung rechts.

$$x = r$$

Fig. 345—346.

Schluss der Einströmung, Beginn der Expansion.

$$x = e$$

Fig. 347—348.

Schluss der Ausströmung, Beginn der Kompression.

$$x = i$$

Fig. 349—350.

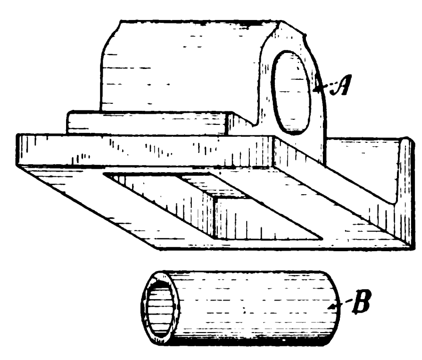


Fig. 351—352. Gewöhnlicher Muschelschieber.
A Dampfschieber, *B* Gasrohr zu *A*.

2. Meyersche Schiebersteuerung mit fixer Expansion.

Diese Steuerung besitzt nur **einen** Expansionsschieber. Man kann mit derselben nur einen bestimmten Füllungsgrad erreichen, ein ökonomisches Arbeiten bei wechselndem Kraftbedarf ist ausgeschlossen.

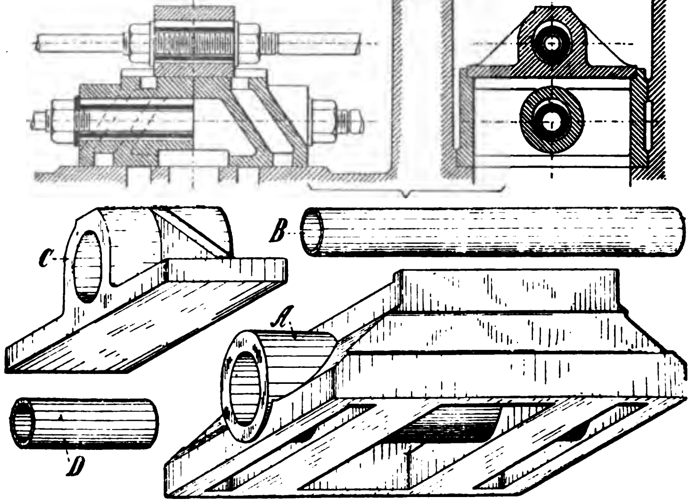


Fig. 353—357. Teile zur Doppelschiebersteuerung mit fixer Expansion.
A Grundschieber, *B* Gasrohr zu *A*, *C* Expansionsschieber, *D* Gasrohr zu *C*.

3. Meyersche Schiebersteuerung
mit von Hand verstellbarer Expansion.

Diese Steuerung ist der vorhergehenden mit fixer Expansion sehr ähnlich, sie hat jedoch zwei Expansionsschieber C und C_1. Die Expansionsschieberstange S_1 ist drehbar und hat Rechts- und Linksgewinde. Dreht man nun das Handrad R, so dass sich die Expansionsschieber C, C_1 von einander entfernen, so wird der Füllungsgrad kleiner und umgekehrt.

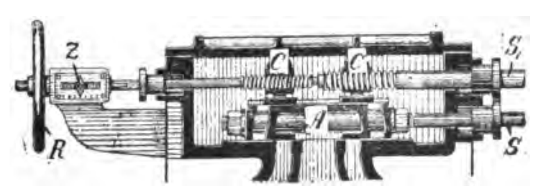


Fig. 358. Meyerscher Schieber mit verstellbarer Expansion.
R Handrad, *Z* Zeiger, welcher die jeweilige Füllung angiebt, *C* und *C* Expansionsschieber.

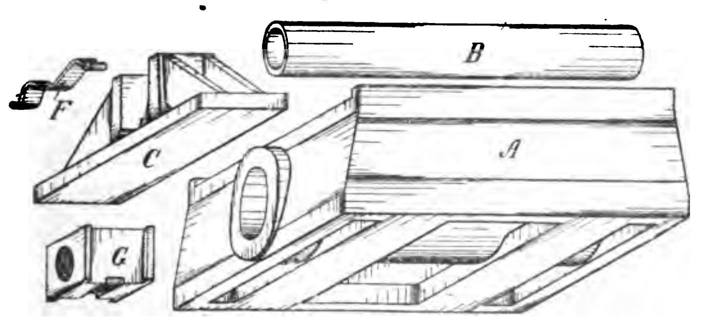


Fig. 359—363. Teile zur Meyer-Steuerung.
A Grundschieber, *B* Gasrohr zu *A*, *C* zwei Expansionsschieber, *F* Feder zu *C*, *G* zwei Spindelmuttern.

Die Ridersteuerung.

Die Ridersteuerung unterscheidet sich von der Meyerschen Steuerung dadurch, dass die Expansionsplatten durch einen **Trapezschieber** ersetzt werden. Durch

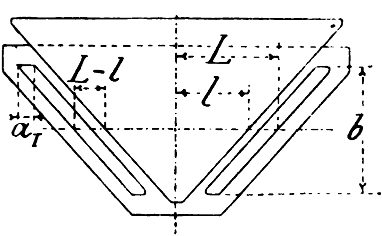


Fig. 364. Riderschieber.

Drehung der Expansionsschieberstange wird die Kantenentfernung $L-l$ variabel.

4. **Rider-Flachschieber** (vom Regulator beeinflusst.)

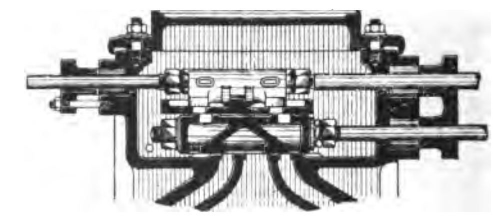


Fig. 365 Rider-Flachschieber.

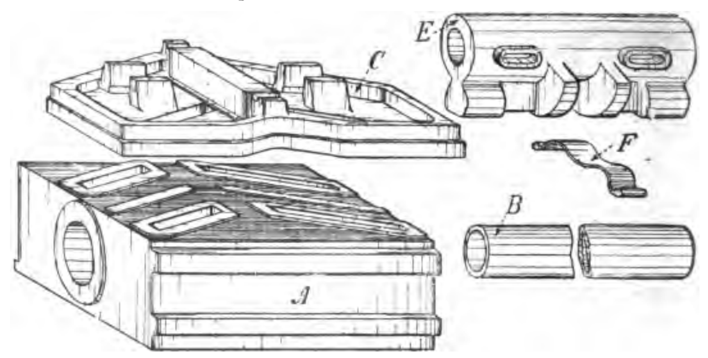


Fig. 366—370. Teile zum Rider-Flachschieber.
A Grundschieber, *B* Gasrohr zu *A*, *C* Expansionsschieber, *E* Mitnehmer zum Expansionsschieber, *F* Feder zu *C*.

5. **Rider-Büchsenschieber** (geschlossener).

Der Grundschieber hat flachen Schieberspiegel, während der Expansionsschieber eine Büchse mit schräg eingearbeiteten Kanälen bildet.

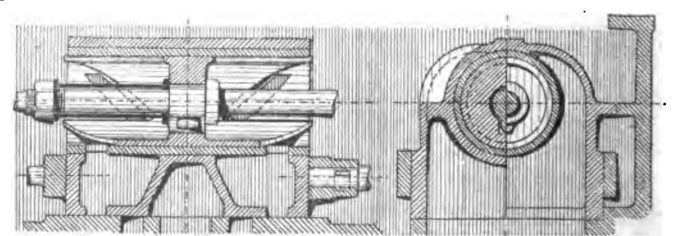


Fig. 371—372. Geschlossener oder Büchsenschieber.

6. Guhrauer-Steuerung.

Dieselbe ist eine Abart der Meyer-Steuerung.

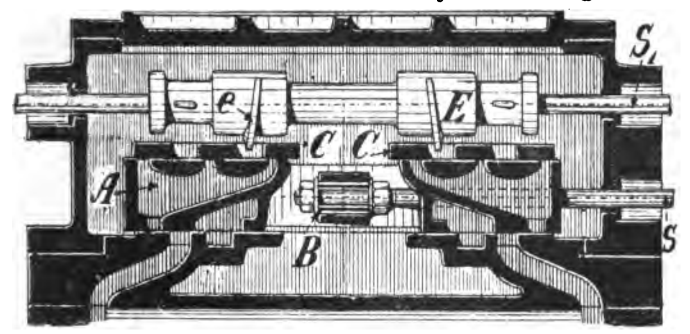


Fig. 373. Guhrauer-Steuerung.
S Grundschieberstange, *E* Spindel bezw. Mitnehmer, *C* Expansionsschieber, S_1 Expansionsschieberstange, *A* Grundschieber, *e* Schraubengang.

Kolbenschieber.

Diese finden hauptsächlich bei grösseren Maschinen über 700 mm Hub und bei **grösseren Dampfdrücken** (über 6 Atm.) Anwendung. Man sucht durch Anwendung von diesen Rundschiebern die Schieberreibung zu verringern.

7. Einfacher Kolbenschieber *Fig. 374.*

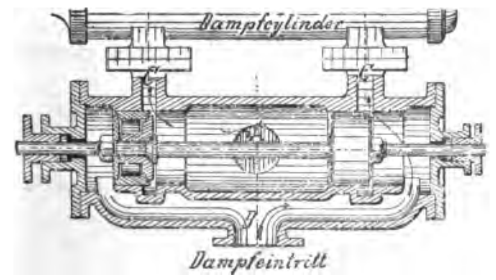


Fig. 374. Kolbenschieber.
C C sind die nach beiden Cylinderseiten führenden Kanäle, bei *B* tritt der Frischdampf ins Schiebergehäuse, bei *A* entweicht der Abdampf ins Freie oder in den Kondensator.

8. **Kolbenschieber** mit Trickschem Kanal

(Fig. 375 und 376), ausgeführt für die Niederdruckseite einer Kompoundmaschine.

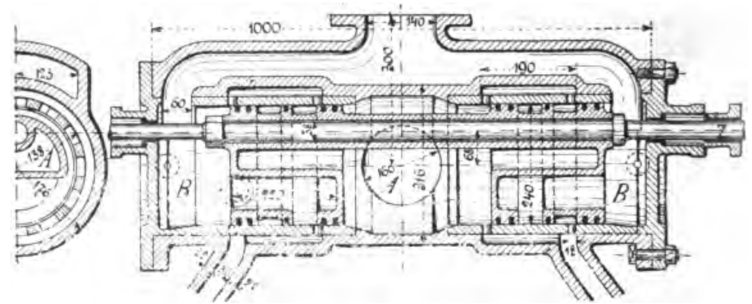


Fig. 375—376. Kolbenschieber für 610 Cylinderdurchmesser. 1 : 15.
A Abdampf, *B* Frischdampf.

9. Kolbenschieber

mit vom **Regulator beeinflusster** Expansion, der Expansionsschieber ist ein Rider-Büchsenschieber.

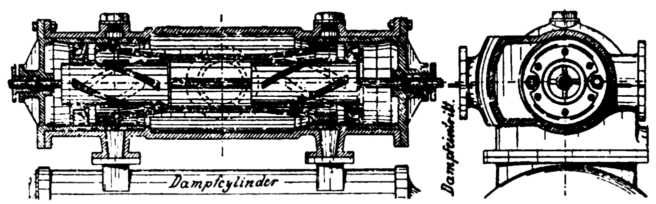


Fig. 377—378. Kolbenschieber.

Undichte Steuerorgane.*)

a) Schieber.

Das auf Seite 153 erwähnte **Fressen der Schieber** hat selbstverständlich auf den Dampfverbrauch ungünstigen Einfluss. Häufig steigt der Dampfverbrauch einer Maschine, deren Schieberspiegel durch Fressen beschädigt ist, bis zu 50% über den normalen.

Aber auch andere Ursachen können einen starken Dampfverlust mit sich bringen.

73tes Beispiel. (Abklappen des Schiebers.)

Eine neue Dampfmaschine hatte folgende Hauptdimensionen:

Cylinderdurchmesser . . 235 mm,
Kolbenhub . . . . . . 470 „
Tourenzahl . . . . . . 70 pro Minute.

*) S. auch Seite 121, 156, 160.

Sie war mit einfachem Muschelschieber und **Expansionsapparat** versehen und kostete fertig montiert 2370 Mk.

Die Untersuchung ergab folgendes:

1. Die **Reguliervorrichtung** ist eine mangelhafte, die grossen Schwankungen in der Umdrehungszahl der Maschine bei verschiedener Belastung sind unstatthaft. Die Ursache war mangelhafte Wirkung des Expansionsapparates. (Expansionsapparate leiden übrigens sehr häufig an diesem Übel.)

2. Verursacht der **Dampfschieber Geräusch** in der Weise, dass derselbe sich bei jedem Hub vom Schieberspiegel abhebt und mit einem Schlag wieder **aufschlägt.**

Fig. 379. Abklappen des Schiebers.

(Rätselhaft ist die Thatsache, dass weder der Lieferant noch der „Vermittler“ des Geschäftes gefunden hat, wo der Schlag sitzt.) Durch dieses zeitweise Abheben des Schiebers entsteht ausserdem Dampfverlust. Die Ursache ist zu suchen in mangelhafter Konstruktion und, da der Schieber (wie eine Besichtigung bei abgenommenem Schieberkastendeckel ergab) von selbst die in obenstehender *Fig. 379* angedeutete Lage einnahm.

Erforderlich ist hier die Anbringung einer richtigen **Schieberfeder** und, wenn das nicht ganz genügt, Verminderung der Kompression, letztere unterstützt das Abheben des Schiebers, da während der Kompressionsperiode im Schieberkasten (welcher im vorliegenden Falle zum Expansionsraum gehört) nicht Vollspannung herrscht.

(Bei vielen Schiebermaschinen hört man während des Stillstehens der Maschine im Schieberkasten einen Schlag; dieser ist ungefährlich; durch die Kompression hebt sich der Schieber ab, da das Absperrventil zum Teil oder ganz geschlossen und im Schieberkasten wenig oder gar kein Dampfdruck vorhanden ist.)

Doch auch

Klemmen und Ecken

in den Schieberstangen beziehungsweise Schieber kann undichte Schieber zur Folge haben.

74tes Beispiel. (Klemmen des Schiebers.)

Der Grundschieber einer neuen Maschine war schon in der Werkstatt unrichtig eingebaut. Das Mittel der Schieberstange stimmte nicht mit dem des Schieberspiegels überein. In einer gewissen Schieberstellung trat ein **Klemmen der Schieberstange** und des Grundschiebers ein, und durch letzteren Umstand erfolgte ein Abheben des Schiebers vom Schieberspiegel. Der auf dem Schieber lastende Dampfdruck und die Schieberfeder vermochten dies nicht zu verhindern. Letztere war ohnehin sehr schwach und fast unwirksam. Auf diese Fehler, also Klemmen des Schiebers und teilweises Abheben vom Schieberspiegel, ist zu schliessen, wenn die Diagramme die Form nach *Fig. 380* haben, also die Expansionskurve in ihrem Verlaufe eine Erhöhung zeigt.

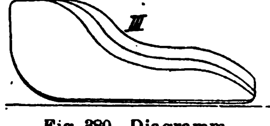


Fig. 380. Diagramm.

Sehr häufig bringt auch

falsche Konstruktion der Schieber

Dampfverluste mit sich.

Das Bestreben, besonders bei grossen Maschinen, den Schieber und den Schieberspiegel **möglichst klein**

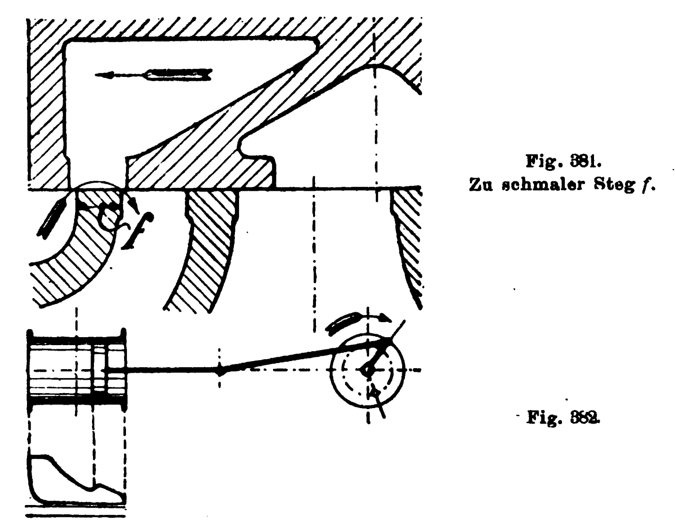


Fig. 381. Zu schmaler Steg *f*.

Fig. 382.

zu halten, giebt manchem Konstrukteur Veranlassung, den äusseren Steg *f* (*Fig. 381*) sehr schmal zu machen.

In der in *Fig. 381* gezeichneten Stellung des Schiebers tritt dann nochmals Dampf in den Cylinder. Die entsprechende Kolbenstellung zeigt *Fig. 382* mit dem Diagramm, bei letzterem ist das Nachströmen des Dampfes markiert.

Der Dampfverlust, welchen dieser Fehler nach sich zieht, ist nicht sehr gross, er kann etwa 5% betragen.

75tes Beispiel. (Falsche Konstruktion.)

Etwas grösseren Dampfverlust giebt folgender falsch konstruierter Schieber (*Fig. 383*), welcher für eine Maschine von 340 mm Cylinderdurchmesser ausgeführt wurde. Der Schieber hat den Fehler, dass er in der äussersten Stellung rechts dem austretenden Dampf nicht genügenden Durchgangsquerschnitt bietet.

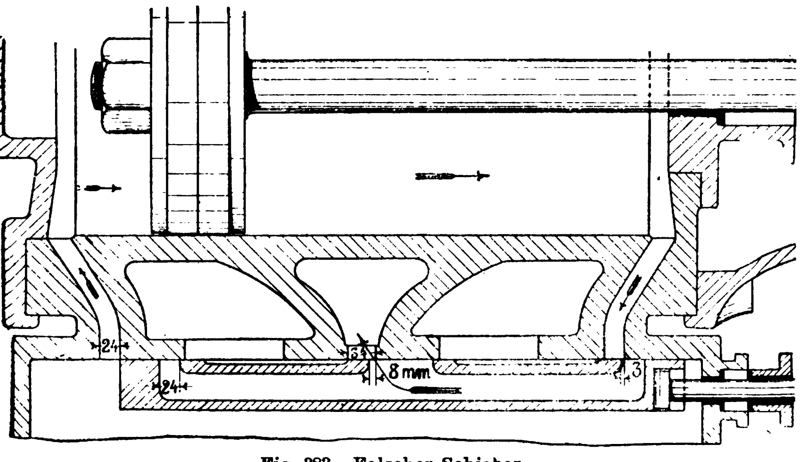


Fig. 383. Falscher Schieber.

Aus *Fig. 383* ist die Ursache der Verengung ohne weiteres ersichtlich. Der Kolben bewegt sich nach rechts und muss der Austrittsdampf durch die 3 mm breite Spalte in den Austrittskanal und von da weiter ins Freie gelangen. In der gezeichneten Stellung müsste der Dampf eine Ge-

schwindigkeit von 250 m pro Sekunde annehmen. (Bei ganz geöffnetem Austrittskanal ergiebt sich 30 m Dampfgeschwindigkeit.) Die Folge davon ist, dass der **Abdampf zusammengepresst** wird und sich der **hohe Gegendruck** gegen Mitte des Kolbenhubes ergiebt.

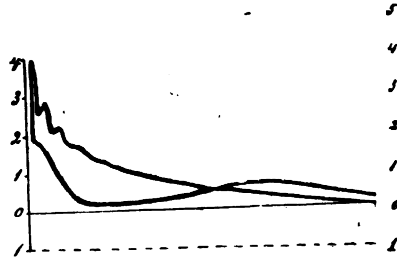


Fig. 384. Leerlauf.

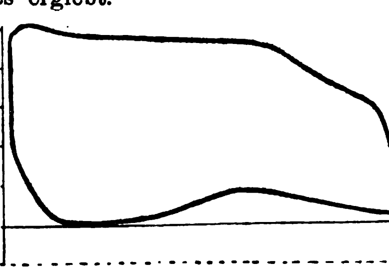
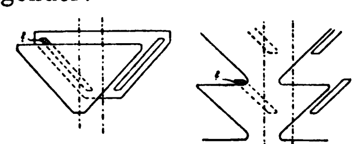


Fig. 385. Vollbetrieb.

Auf den Gang der Maschine hatte dieser Fehler wenig Einfluss. Nur die Art des **Auspuffes** war eigentümlich, die Maschine puffte erst kräftig, dann leise und wieder kräftig während jedes Hubes aus. Es machte sich also ein Dreischlag im Auspuff bemerkbar. Aus diesem Grunde wurde die Maschine indiziert und der oben erwähnte Fehler festgestellt.

Falsche Ridersteuerung.

Ein anderer von der Unachtsamkeit des Konstrukteurs oder Monteurs herrührender Fehler ist folgender:



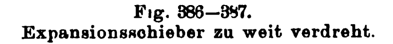


Fig. 386—387.
Expansionsschieber zu weit verdreht.

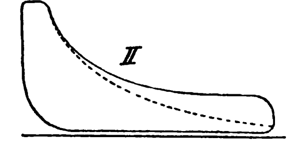


Fig. 388.
Nachströmen.

Für kleine Füllungsgrade wird der Expansionsschieber **zu weit verdreht,** so dass derselbe überhaupt nicht mehr gang abschliesst, und die in *Fig. 386 bis 387* schraffierte Fläche offen bleibt. Das Diagramm hat dann die Form nach *Fig. 388.*

Der Einfluss der **Undichtigkeiten** im Einlassorgan (Nachströmen von Dampf während der Expansionsperiode) und der Einfluss eines undichten Dampfkolbens (Entweichen von Dampf während der Expansionsperiode)

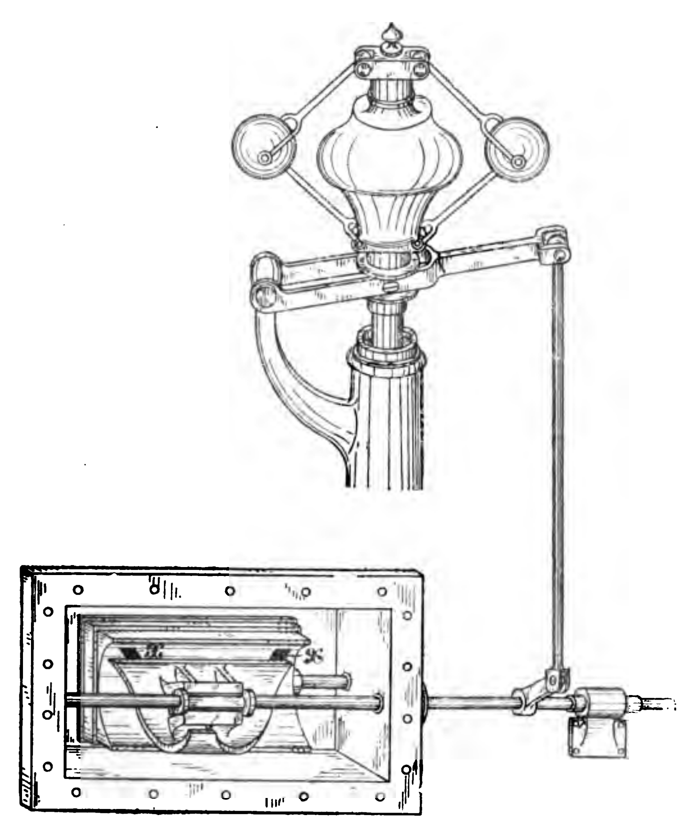


Fig. 389. Schieber zu weit verdreht, bei X tritt Dampf ein in höchster Regulatorstellung.

auf die Form der Expansionskurve können sich unter Umständen aufheben, so dass die Expansionslinien im Diagramm annähernd mit der theoretischen Linie übereinstimmt und der Dampfverbrauch doch ein sehr grosser ist.

Auch der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes hat Einfluss auf die Expansionslinie. Bei Verwendung von nassem Dampf erhebt sich die Expansionskurve häufig über die Mariottesche Linie. Es wäre aber nach dem vorhergesagten grundfalsch, wollte man in einem solchen Falle immer auf nassen Dampf schliessen.

So las ich neulich in einem Lieferungsvertrag einer grösseren Dampfmaschine folgendes:

„Für die Normalleistung und 5 Atm. Dampfdruck soll die Maschine nicht mehr als 7,5 pro N_i und Stunde Dampf gebrauchen. Diese Angabe gilt aber nur für genügend trocknen Dampf, der daran zu erkennen ist, dass die Expansionsinien der Indikatordiagramme sich nicht über die Mariottesche Linie erheben."

Lässt nun die Ausführung der Maschine zu wünschen übrig, z. B. sei das Einlassorgan der Steuerung undicht, so zeigt die Expansionslinie eine Erhebung über die Mariottesche Linie. Der Lieferant der Maschine sagt: **Der Dampf ist nass,** und lässt sich auf nichts anderes ein, denn die zur Zeit bekannten Methoden zur Bestimmung der Dampfnässe gestalten sich sehr unzuverlässig, umständlich und kostspielig.

76tes Beispiel. (Fehlerhafte Drosselregulierung.)*)

Eine Maschinenfabrik, welche häufig raschlaufende, kleine Maschinen für den Betrieb von elektrischen Lichtanlagen baut, führte dieselben seither mit Achsenregulator aus. Auf anderseitige Anregung wurde nun einmal eine solche Maschine mit Drosselregulierung angefertigt und machte man damit schlechte Erfahrungen.

Die Maschine hat folgende Hauptdimensionen:

Cylinderdurchmesser . . = *200 mm,*
Hub . . . . = *250* „
Tourenzahl . . . . . . = *250 pro Min.*

Die Regulierung erfolgt durch einen auf dem Schieberkasten angebrachten Drosselcylinder mit geraden Schlitzen (*Fig. 390–395*).

*) Mitgeteilt von Fachgenossen.



Die Spindel dieses Drosselcylinders ist 8 mm stark und wird ausserhalb der Stopfbüchse in einer nachstellbaren Spitze geführt. Der Dampf tritt durch die Schlitze einer in den Schieberkasten eingesetzten Metallbüchse und solche, die in den Drosselcylinder eingearbeitet sind, der Schieber ist ein Trickscher Kanalschieber. Durch Verdrehen des Drosselcylinders werden die Schlitze erweitert und verengt. *(Fig. 390.)*

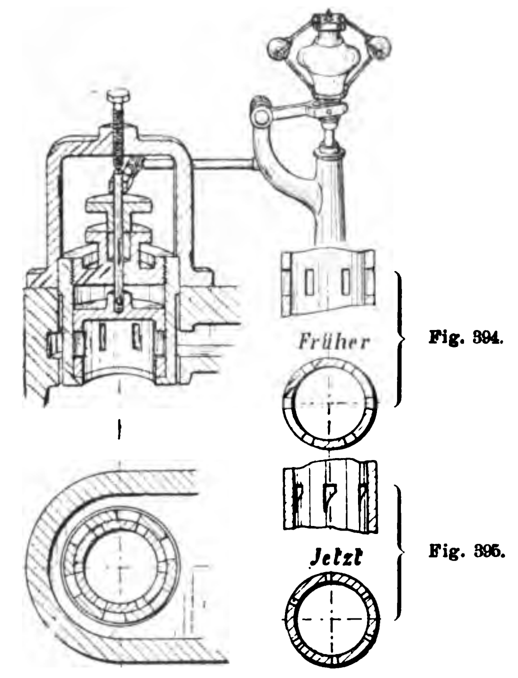


Fig. 390–393. Drosselschieber.

Der Regulator wirkt mittelst Winkelhebel auf den Drosselcylinder. Die Regulierung funktionierte schlecht, der Regulator bleibt am steten Auf- und Niedergehen, so dass die Maschine von 150 bis 300 Touren macht. Auf Angabe der Regulatorfabrik ersetzte man den Regulator durch einen grösseren von doppelter Energie und nun war der Gang doppelt so schlecht.

Zunächst glaubte man, der Regulator sei nicht in Ordnung, aber ein Arbeiten mit Drosseln des Eintrittdampfes

durch das Absperrventil und Auskuppeln des Regulatorgestänges, so dass der Regulator lose mitlief, ergab ein gutes Funktionieren, da der Regulator in seiner jeweiligen Stellung ruhig verharrte. Dann versuchte man durch Bremsen der Regulierspindel dem Regulator mehr Widerstand zu schaffen, aber das Resultat war ein gleiches negatives wie zu Anfang. Da man nun festgestellt hatte, dass der Regulator in Ordnung sei, musste die Ursache der schlechten Regulierung in dem drehbaren Drosselventil liegen und wurden hier zunächst die Durchlassschlitze verändert *(Fig. 394)*, so dass bei gänzlich geöffnetem Schlitze nur ca. die Hälfte des früheren Querschnitts offen war *(Fig. 395)*, und seit dieser Zeit arbeitet die Maschine zur Zufriedenheit.

Es scheint also hiernach die Regulierung eine verfehlte zu sein, wenn die Querschnitte zu reichlich bemessen sind und schon bei kleinen Belastungsänderungen eine zu grosse oder zu kleine Dampfmenge in den Schieberkasten eintreten lassen.

77tes Beispiel. (Pumpmaschine.)*)

Vor einiger Zeit passierte mir folgendes: Es ist zwar für einen alten Praktiker selbstverständlich, die Ursachen irgend einer Betriebsstörung an einer Maschine nicht ausschliesslich da zu suchen, wo sie zu Tage treten, aber der minder Geübte oder weniger fachlich Gebildete ist in dieser Beziehung oft zu sehr geneigt am Ort der Erscheinung der Unregelmässigkeit hängen zu bleiben. So kommen solche dann niemals der Ursache einer Störung auf die Spur.

Ein drastisches Beispiel dafür, dass es nötig ist weiter zu denken, und auch gleich bei eingetretener Störung einen Fachmann zu rufen, möge folgender Vorfall darthun.

In einer Grube von 300 m Teufe steht eine **Pumpmaschine**, welche anstatt eines Luftpumpenkondensators einen Apparat in die Saugleitung der Pumpen eingeschaltet hat, der den Dampf unter Bildung von einem ganz geringen Vakuum einfach vernichtet d. h. kondensiert und ihn als Wasser mit den angesogenen Hebewassern zu Tage fördert.

Eines Tages wollten beim Anziehen der Maschine die Pumpen kein Wasser ansaugen. Der Maschinist unter-

*) Mitgeteilt von Fachgenossen.

suchte zunächst die Saugleitung auf ihre Dichtigkeit. Dann füllte er dieselbe und die Ventilkästen mit Wasser. Aber trotzdem er diese Manipulation wiederholte, wollten die Pumpen kein Wasser ansaugen.

Die Leute waren nach diesen Experimenten ratlos und liessen mich schliesslich rufen. Ich ging hin, und noch ehe ich einfuhr, tauchte mir während des Berichtes des Obersteigers der Gedanke auf, der sich auch später als richtig erwies.

Vor dem Einfahren liess ich den Indikator holen, jenes vorzügliche Hörrohr. Bis der Arbeiter mit demselben kam, überzeugte ich mich persönlich, dass an der Saugleitung alles dicht war. Als dann der Indikator kam. liess ich die Pumpen noch einmal füllen, montierte den Indikator auf den Dampfcylinder und nahm ein Diagramm. Dasselbe hatte ungefähr die nachstehende Form *(Fig. 396)*. Es war daraus zu ersehen, dass der Enddruck für die vorhandene Füllung viel zu gross war, woraus ich ohne weiteres auf undichte Steuerung schloss.

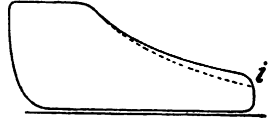


Fig. 396.
Erhöhung der Expansionslinie über die Mariottesche Linie.

Fig. 397.
Expansionskurve liegt unter der Mariotteschen Linie.

Es kann also eine verhältnismässig sehr grosse Dampfmenge durch das Abdampfrohr in die Saugleitung der Maschine. Infolgedessen erhitzte sich das Wasser aus der Saugleitung durch die Kondensation so stark, dass das heisse Wasser durch die Luftleere, welche während der Saugperiode entstand, wieder verdampfte, so dass von einem Wassersaugen seitens der Pumpe gar keine Rede sein konnte.

Ich liess nun den Schieberkasten öffnen und fand das augenscheinlich bestätigt, was der Indikator verraten hatte. Nachdem der Schieberspiegel neu abgerichtet und der Schieber neu aufgeschliffen war, zogen die Pumpen wieder leidlich schnell Wasser, aber oft musste doch noch

verschiedene Male die Saugleitung gefüllt werden, um die Pumpen in Gang zu bekommen.

Aber der Indikator half noch weiter. Ich indizierte wieder und das Diagramm zeigte jetzt die vorstehende Gestalt *(Fig. 397)*, woraus ersichtlich war, dass auch der **Kolben undicht** war, dieses zeigte das Fallen der Expansionskurve unter die Mariotte. Es wurde auch ein neuer Kolben eingebaut, worauf die Maschine sofort normal arbeitete, und zwar erheblich ökonomischer als vorher.

Von den Dampfmaschinen, an die man z. Z. hohe Ansprüche inbetreff des Dampfverbrauchs stellt, machen zum grossen Teile die **Fördermaschinen** noch eine Ausnahme.

Das Arbeiten derselben in kurzen Perioden, die Eigenschaft, die eine Fördermaschine besitzen muss: in jeder Kurbelstellung anzugehen und links und rechtsum zu laufen, ferner die Ermangelung richtig angebrachter Schwungmassen und die Nichtanwendung der Kondensation lassen die Ausnutzung des Dampfes nicht in dem Maasse zu, wie bei anderen Maschinen.

Nun giebt es aber gerade unter den Fördermaschinen viele, deren Steuerungen auch bei obengenannten Anforderungen an die Maschine besser sein könnten, wie sie sind. Ein Beispiel hierzu ist in nachstehendem gegeben und bezieht sich auf eine Zwillings-Fördermaschine mit folgenden Hauptdimensionen:

78tes Beispiel. (Schlechte Diagramme.)*)

Cylinderdurchmesser . . . . *525 mm*,
Hub . . . . *1250* „

Die Maschine hat eine Ventilsteuerung mit Excenterantrieb und Koulisse.

Die Kesselspannung ist 6 Atm.

Von den Diagrammen ist *Fig. 400—401* bei sehr langsamem Gange der Maschine, ersteres bei ganz aus-

*) Mitgeteilt von Fachgenossen.

gelegtem Steuerhebel, also bei grösster Füllung, letzteres dagegen bei auf Expansion des Dampfes und ca. halber Füllung verstellter Steuerung genommen worden.

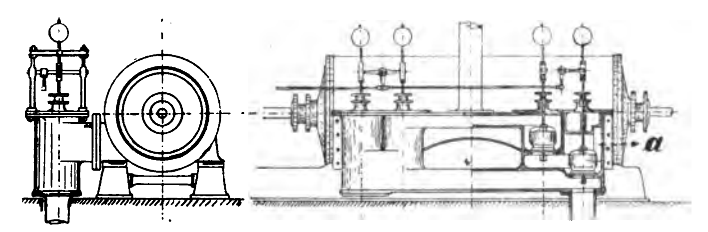


Fig. 398–399. Disposition.

Die Fehler der Diagramme sind: **Niedriger Druck**

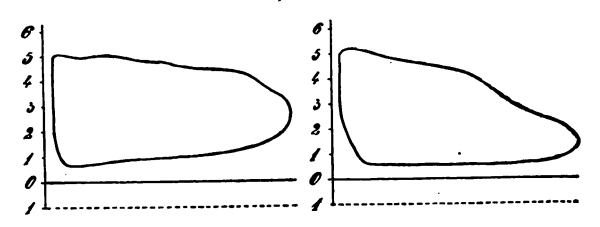


Fig. 400—401. Diagramme.

in der Maschine, **starkes Fallen** der Einströmlinien, **schlechter Austritt** und **hoher Gegendruck** des austretenden Dampfes.

Diagramme *Fig. 402–403*, die bei schnellem Gange der Maschine, sonst aber unter denselben Verhältnissen wie die vorher betrachteten Diagramme genommen worden

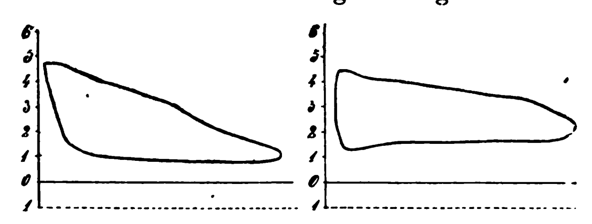


Fig. 402—403. Diagramme.

sind, haben **dieselben Fehler** wie diese, nur noch **viel schlimmer**, denn Diagramm *Fig. 402* weist einen Gegendruck von 0,9 und Diagramm *Fig. 403* einen solchen von 1,5 Atm. auf.

Die Fehler lassen zu kleine Dampfdurchgangsquerschnitte vermuten und die nähere Untersuchung, die folgendes ergab, bestätigte diese Vermutung.

Die Kanäle, die in die Cylinder hineinführen, haben eine Grösse von 200 × 50 mm = 100 qcm. Die Doppelsitzventile — Ein- und Austrittsventil sind gleich gross — haben einen Durchmesser von 120 mm und bei Abzug der Rippen einen Durchgangsquerschnitt von 95 cm. Unter den Ventilen befinden sich zur Befestigung derselben Querbrücken, die Durchgangsöffnungen, welche an dieser Stelle einen Durchmesser von 120 mm und einen Querschnitt von 113 qcm haben, um 37 qcm, also auf 113 — 37 = 76 qcm verengen *(Fig. 404–405)*.

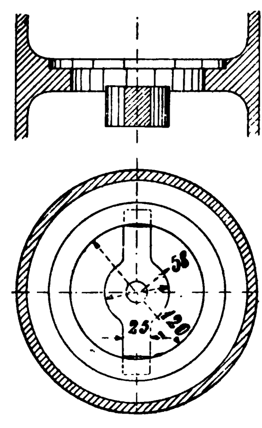


Fig. 404—405. Ventilsitz.

Der Kolbenquerschnitt abzüglich der Kolbenstange beträgt 2130 qcm. Bei schnellem Gange der Maschine beträgt die mittlere Kolbengeschwindigkeit 2,7 m.

An derjenigen Stelle, wo die Durchgangsöffnung auf 76 cm verengt ist, beträgt also die **mittlere Dampfgeschwindigkeit:**

$$\frac{2130 \cdot 2{,}7}{76} = \sim \mathbf{75\ m.}$$

Noch grösser ist die Dampfgeschwindigkeit in den Einlassventilen bei der Stellung der Steuerung auf kleinere Füllung und Expansion des Dampfes.

Dem freien Querschnitt der Ventile von 95 qcm entspricht ein Ventilhub von 1,5 cm. Bei der Stellung des Steuerhebels auf 50% Füllung, welche am Steuerbock durch eine Rast bestimmt ist, beträgt der Hub der Einlassventile nur noch 9 mm, ein Fehler, den die Koulissensteuerung mit sich führt. Der Durchgang, der bei diesem Ventilhub freigegeben wird, ist

$$32 \cdot 2 \cdot 0{,}9 = 57{,}6 \text{ qcm},$$

folglich die **Dampfgeschwindigkeit**

$$\frac{2130 \cdot 2{,}7}{57{,}6} = \sim \mathbf{100\ m.}$$

Eine geringe Abänderung dieser Fehler ist dadurch möglich, dass die übrigen Durchgangsquerschnitte auf den Querschnitt des Kanales, der zum Cylinder hineinführt und der nicht erweitert werden kann, gebracht werden.

Zu diesem Zwecke sind die Ventilbrücken, die unnötig breit und plump gemacht sind, durch andere, die den Durchgang weniger verengen und diesen in der Grösse des Kanales freilassen, zu ersetzen *(Fig. 406–407)*. Die 5 qcm Querschnitt, die die Ventile weniger haben wie die Kanäle, sind auch noch zu erreichen.

Ein grösserer Durchgang der Einströmventile bei der Verstellung der Steuerung auf kleinere Füllungsgrade kann nur durch Ventile mit grösserem Durchmesser erreicht werden. Bei richtiger Ausnutzung des inneren Raumes der Ventilgehäuse lassen sich Ventile von 140 mm Durchmesser einsetzen, womit ein Durchgang von ca. 80 qcm erreicht würde.

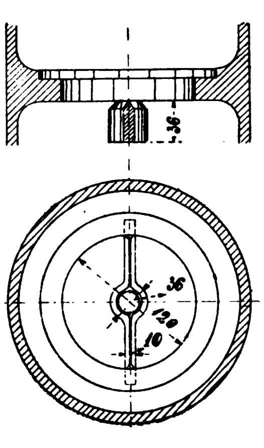


Fig. 406—407.

Was durch diese **Änderungen** gewonnen wird, ist **unbedeutend** und hat auf die Fehler der Diagramme wohl kaum Einfluss. Die gänzliche Beseitigung der Fehler würde nur mit grossen Kosten zu erreichen sein, denn es wäre dazu die Beschaffung anderer Cylinder und anderer Steuerungen erforderlich.

79tes Beispiel. (Schlechte Diagramme.)

Eine **ältere stehende Dampfmaschine**, die zum **Betriebe** einer **Pumpe** mittelst Riemen diente, wurde indiziert. Die Diagramme zeigten die Form von *Fig. I.* Da die Maschine Expansionssteuerung hatte, so war es auffallend, dass das Diagramm ganze Cylinderfüllung anzeigte.

Der Schieberkasten wurde geöffnet und es fand sich, dass der Expansionsschieber gänzlich fehlte. Auf Befragen antwortete der Maschinist, dass der fehlende Schieber dort unter der Feilbank liege, der, „der hätte gar keinen

Zweck, denn die Maschine liefe so noch besser wie früher, als der Schieber noch in der Maschine gewesen wäre“.

Der Expansionsschieber wurde wieder hervorgesucht und eingesetzt, es war nur ein einzelner Schieber, denn die Maschine hatte Steuerung mit fixer Expansion. Aber auch nach Einsetzen des Expansionsschiebers war die Cylinder-

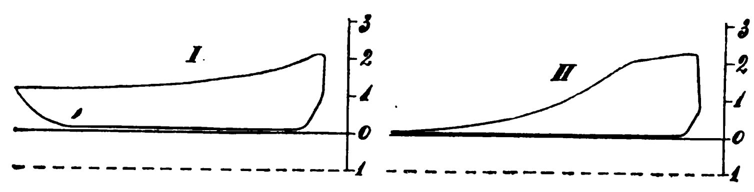


Fig. 408. Diagramm vor Einstellung der Steuerung. Fig. 409. Diagramm nach Einstellung der Steuerung.

füllung dieselbe. Nun wurden die Excenter untersucht und es zeigte sich, dass das Expansionsschieber-Excenter nach Lösen einer Schraube verdreht werden konnte.

Diese Einrichtung findet sich häufig an den Steuerungen älterer Maschinen.

Das verstellbare Excenter wurde auf kleinere Cylinderfüllung verstellt, d. h. der Voreilungswinkel vergrössert und danach das Diagramm *Fig. II* genommen.

Die Füllung hätte noch kleiner sein können, doch war ein weiteres Verstellen des Excenters nicht möglich und so musste denn, damit die Tourenzahl der Maschine keine zu grosse wurde, der Dampf mit dem Absperrventil gedrosselt werden. Das Diagramm zeigt daher nur einen Druck von 2,3 Atm. in der Maschine an, während die Kesselspannung 4,5 Atm. betrug.

Die Maschine war für ihren derzeitigen Zweck nicht gebaut worden und für ihre Leistung viel zu gross.

88tes Beispiel. (Schlechte Diagramme.)

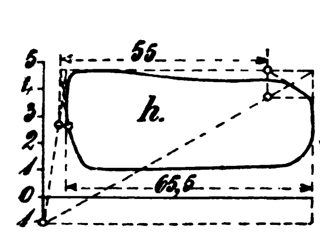
Ein Sägewerkbesitzer hatte zwei Maschinen:

	Nr. 1, zehn Jahre alt	*Nr. 2, drei Jahre alt*
Cylinderdurchmesser .	*300*	*353 mm*
Hub	*500*	*500 „*
Umdrehungen (normal)	*85*	*85 pro Min.*
„ *(wirkliche)*	*68*	*82 „ „*

und gebrauchte, trotzdem sonst im allgemeinen diese Werke mit den Holzabfällen und Spänen genügendes Feuermaterial zur Verfügung haben, pro Monat für ca. 400 Mk. Kohlen. Zudem arbeitete die Maschine Nr. 1 sehr schwer und erreichte die eine überhaupt nur eine Tourenzahl von ca. 68. Es ist noch zu bemerken, dass die Maschinen, trotzdem man sie zu den neueren zählen könnte, mit Meyerscher Expansionssteuerung ausgerüstet sind und als Regulierung Drosselventil besitzen.

Allerdings wird hierbei die Dampfausnutzung an und für sich schon sehr schlecht. Zudem war die etwa 50 m lange Abdampfleitung noch an eine Dampfheizung bezw. Trockenanlage angeschlossen. Die dem Besitzer gänzlich unmotiviert erscheinenden Ausgaben für Kohlen veranlassten ihn, die Maschinen untersuchen zu lassen und ergab die Untersuchung nachstehendes:

Maschine Nr. 1 (ältere).



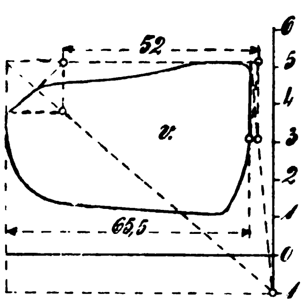


Fig. 410–411. Diagramme der alten Maschine.

Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 68}{60} = 1,13$ m pro Sek.,

wirksamer Querschnitt des Cylinders = 693 qcm,

mittlerer Kolbenüberdruck aus den Diagrammen (Vollbetrieb) = 3,26 Atm., mithin die Leistung

$$N_i = \frac{693 \cdot 1,13 \cdot 3,26}{75} = 34 \text{ ind. Pferdekräfte.}$$

Aus den Diagrammen ergiebt sich ein nutzbarer Dampfverbrauch

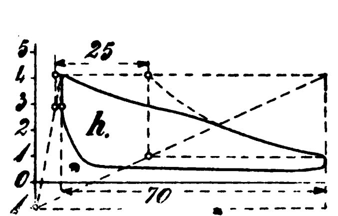
$$S_n = \frac{21 + 21,2}{2} = 21,1 \text{ kg}$$

Verlust (geschätzt) $S_v =$ 7,3 „

zusammen 28,4 kg

pro ind. Pferdekraft und Stunde.

Maschine Nr. 2 (neue).



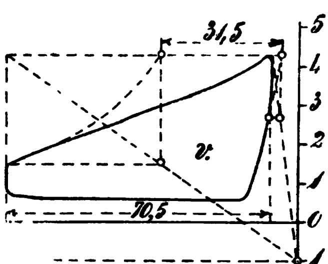


Fig. 412—413. Diagramme der neuen Maschine.

Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{2 \cdot 0{,}5 \cdot 82}{60} = 1{,}36$ m pro Sek.,

wirksamer Querschnitt des Cylinders = 962 qcm,

mittlerer Kolbenüberdruck aus den Diagrammen (Vollbetrieb = 198 Atm.,

mithin die Leistung

$$N_i = \frac{962 \cdot 1{,}36 \cdot 1{,}98}{75} \sim 34 \text{ ind. Pferdekräfte.}$$

Aus den Diagrammen ergiebt sich ein nutzbarer Dampfverbrauch von

$$S_n = \frac{15{,}8 + 14{,}9}{2} = 15{,}35 \text{ kg}$$

dazu Verlust $S_v =$ 6,7 „

zusammen 22,05 kg

pro ind. Pferdekraft und Stunde.

Der Gesamtdampfverbrauch stellt sich auf

Maschine Nr. 1 $34 \cdot 28{,}4 \sim 965{,}6$ kg pro Stunde

„ „ 2 $34 \cdot 22{,}05 \sim 753$ „ „ „

Summa 1718,6 kg pro Stunde,

pro 10 Stunden $10 \cdot 1718{,}6 = 17\,186$ kg.

Für die in Betracht kommende Gegend kann man den Preis pro 100 kg Dampf mit 22 Pfg. ansetzen (abgesehen von der Heizung mit Sägemehl), so entspricht die verbrauchte Dampfmenge einem Geldwerte von

$$\frac{17186 \cdot 0{,}22}{100} \sim 37{,}80 \text{ Mk.}$$

Eine richtig angelegte Dampfanlage würde gebrauchen an Dampf $68 \cdot 15 = 1020$ kg Dampf pro Stunde (also 42 %

weniger wie bisher), entsprechend einem Geldwerte in 10 Stunden von

$$\frac{1020 \cdot 10 \cdot 0{,}22}{100} = 22{,}44 \text{ Mk.}$$

Man ersparte dann also 37,80 — 22,44 = 15,36 Mk. pro 10 Arbeitsstunden, das macht pro Jahr (300 Arbeitstagen) 15,36 · 300 ∾ 4608 Mk., so dass sich eine sachgemässe Anlage in ca. 2 Jahren bezahlt machen würde. Wie die Diagramme zeigen, wird ein sehr grosser Teil der Verluste infolge zu **hohen Gegendruckes** des abziehenden Dampfes hervorgerufen. Die Ursache des zu hohen Gegendruckes dürfte in ungenügender Weite der langen Abdampfleitung liegen, jedoch kann dieser Fehler auch in der Verengung der Kanäle des Dampfcylinders gesucht werden. Durch Beseitigung des hohen Gegendruckes ergäbe sich eine Dampfersparnis von ca. 35 %.

Der Nutzen des Indizierens.

Die Ökonomie im Dampfbetriebe hängt wesentlich von dem Zustand der Steuerung ab. Um letztere zu kontrollieren und Fehler zu beseitigen bedient man sich am besten des Indikators.

Nachstehend bringen wir einige Beispiele fehlerhafter Steuerungen mit Angabe der Fehlerbeseitigung.

1. Serie A. Die Diagramme ***Fig. 414–415a*** gehören zu einer liegenden Schiebermaschine mit Ridersteuerung, ohne Kondensation, 320 mm Cylinderdurchmesser, 520 mm Hub, 70 Touren in der Minute. Durch den hohen Brennmaterialverbrauch gegenüber andern Maschinen ähnlicher Konstruktion, Grösse und Leistung, wurde der Besitzer darauf aufmerksam, dass an der Maschine etwas nicht in Ordnung sein müsse. Eine Untersuchung mit dem Indikator ergab dann die Diagramme ***Fig. 414 und 415,*** in denen die eingezeichneten Mariotteschen Linien deutlich die aufgetretenen Verluste erkennen liessen. Eine fernere innere Untersuchung zeigte dann weiter, dass der Expansionsschieber infolge ungeeigneter Konstruktion nicht auf dem Grundschieberrücken auflag und deshalb während der Expansionsperiode immer noch Frischdampf in den Cylinder einströmte. Den grössten Anteil an den starken Verlusten

hatte allerdings immer der Umstand, dass der Expansionsschieber gegen Ende des Kolbenhubes die Durchlasskanäle am Grundschieber nochmals öffnete und den Cylinder voll Arbeitsdampf strömen liess, der nicht mehr zur Wirkung kommen konnte; nachdem dann ein Paar neue Schieber

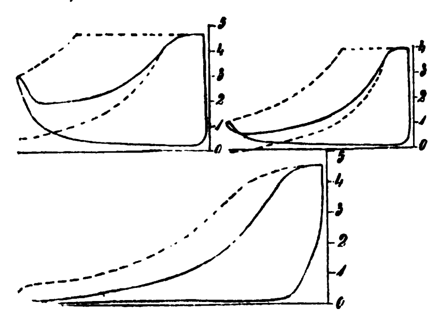


Fig. 414—416. Eincylindermaschine mit Ridersteuerung.
$D = 320$, $H = 510$ $n = 70$.

unter Beibehaltung aller übrigen Steuerungsteile unter Versetzung der Excenter und genauer Richtigstellung der Steuerung selbst eingebaut, sowie ein Satz neuer, selbstspannender Kolbenringe eingesetzt waren, ergaben sich nach ca. vierwöchigem Betriebe die Diagramme *Fig. 416* und wie ohne weiteres ersichtlich und erklärlich, auch gleich von vornherein eine ganz erhebliche Brennmaterialersparnis.

2. Serie B. Diese Diagramme entstammen ebenfalls einer Eincylinder-Schiebermaschine mit Ridersteuerung, ohne Kondensation, 350 mm Cylinderdurchmesser, 600 mm Hub, 78 Touren pro Minute. Hierbei machte sich am Abdampfaustritt ins Freie trotz gleichmässigster Einstellung der Steuerung ein ganz erheblich ungleichmässiger Dampfauspuff bemerkbar. Die daraufhin entnommenen Diagramme *Fig. 417–420* zeigten, dass eine bedeutende Drosselung auftrat und zwar musste der Widerstand im vorderen Dampfkanal zwischen Schieberspiegel und Cylinderbohrung gesucht werden, da auch nur die Diagramme der vorderen Cylinderseite diese Drosselung aufwiesen. Eine genaue Untersuchung ergab dann auch, dass gerade in der Mitte des Kanals die Kerndrähte mit der Kanalwand verschweisst und dann beim Putzen nicht entfernt worden waren. Das Drahtknäuel war so dicht und gross, dass die ersichtliche

ganz bedeutende Drosselung entstehen musste. Nach gründlicher Entfernung des Hindernisses ergaben sich alsdann die Diagramme *Fig. 421 und 422.* Durch die Drosselung ergab sich bei *Fig. 417* der mittlere Kolbendruck zu 0,48 kg pro qcm statt zu 0,87 kg, entsprechend einem Kraftverlust

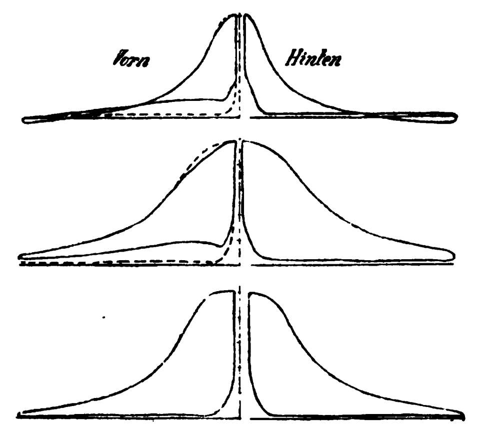


Fig. 417—422. Eincylindermaschine mit Ridersteuerung.
$D = 350$, $H = 600$, $n = 78$.

von 45% auf der vordern Cylinderseite. Selbst bei der grösseren Füllung *(Fig. 419)* beträgt dieser Verlust immer noch 28%, resp. auf die Gesamtleistung bezogen, Verluste von $28\frac{1}{2}$ resp. $13\frac{1}{2}$% für die beiden verschiedenen Leistungen. Dass sich auch in diesem Falle eine entsprechende, erhebliche Dampf- resp. Kohlenersparnis bemerkbar machte, braucht wohl nicht besonders erwähnt zu werden.

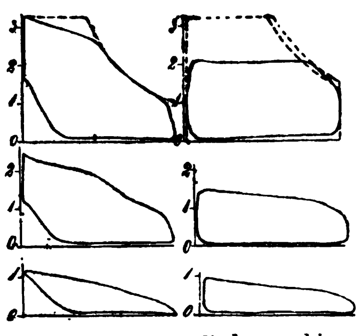


Fig. 423—428. Eincylindermaschine.
$D = 175$, $H = 250$, $n = 115$.

3. Serie C. Diese Diagramme sind einer liegenden Eincylindermaschine mit Einschiebersteuerung und Drosselregulierung entnommen, 175 mm Cylinderdurchmesser, 250 mm Hub, 115 Touren pro Minute und zwar *Fig. 423, 427 und 428,* beim Arbeiten mit gewöhnlichem

Muschelschieber und *Fig. 423, 425 und 427* nach dem Einsetzen eines Trickschiebers mit ca. 53 % Füllung unter Belassung des alten Steuergestänges und des vorhandenen Drosselregulators. Auch hierbei zeigte sich, dass die Maschine nachher ca. 22 % weniger Kohlen gebrauchte. Bei einer Leistung der Maschine entsprechend *Fig. 424* gebrauchte sie bei 5,77 N_i pro Stunde und N_i = 25 kg Dampf und nach *Fig. 423* bei 6,11 N_i Leistung = 19,45 kg Dampf pro Stunde und N_i, also eine Dampfersparnis von 22 %.

4. Serie D. Die *Fig. 429 und 430* sind ebenfalls einer alten Eincylindermaschine mit einfacher Schiebersteuerung, 462 mm Cylinderdurchm., 760 mm Hub, 110 Touren pr. Minute, entnommen und zwar ist hierbei in gleicher Weise wie bei der vorigen Maschine der gewöhnliche Muschelschieber für 80 % Füllung gleichfalls unter Beibehaltung des alten Gestänges durch einen Trickschieber mit 47 % Füllung ersetzt worden. Der hierbei erzielte Erfolg lässt sich ohne weiteres aus den Figuren (*Fig. 429* mit Muschelschieber und *Fig. 430* mit Trickschieber entnommen) ersehen. Im ersteren Falle brauchte die Maschine pro Stunde und N_i 24,7 kg Dampf und im letzteren 17,85 kg. Die Ersparnis betrug also rund 27 ½ %. Bei täglich zehnstündigem Betrieb wurden allein an Kohlen 17,3 Mk. gespart und da der ganze Umbau alles in allem ca. 200 Mk. gekostet hatte, so machte sich derselbe in ca. 12 Arbeitstagen bezahlt.

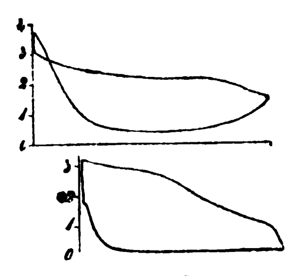


Fig. 429—430.
Eincylindermaschine mit einfacher Schiebersteuerung.
$D = 462$, $H = 760$, $n = 110$.

5. Serie E. Eine Eincylindermaschine ohne Kondensation, 280 mm Cylinderdurchmesser, 500 mm Hub, 120 Touren pro Minute machend, mit Ridersteuerung, ergab Diagramme nach *Fig. 431*. Nach entsprechender Verringerung der inneren Deckung des Grundschiebers und entsprechender Einstellung der Steuerung wurden dann Diagramme *Fig. 432* erhalten und dass auch in diesem

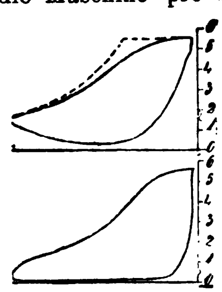


Fig. 431—432.
Eincylindermaschine mit Ridersteuerung. $D = 280$, $H = 500$, $n = 120$.

Falle durch Aufwendung ganz geringfügiger Kosten ein erheblicher Nutzen erzielt wurde, braucht wohl kaum besonders hervorgehoben zu werden.

6. Serie F. Diese Diagramme entstammen einer Ventilmaschine mit in den Deckeln befindlichen, horizontalen Einlassventilen und unten liegenden Auslassschiebern, mit Kondensation arbeitend, 400 mm Cylinderdurchmesser, 800 mm Hub. 65 Touren pro Minute machend. Nachdem die Ma-

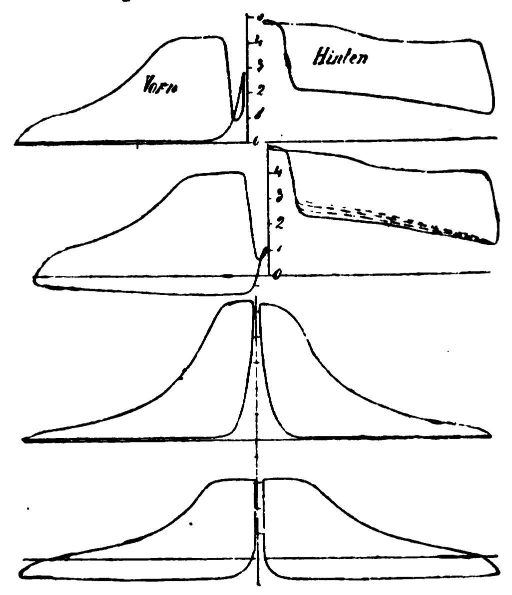


Fig. 433—440. Eincylindermaschine mit Ventilsteuerung.
$D = 400$, $H = 800$, $n = 65$.

schine von vornherein bezüglich des Dampfverbrauchs zufriedenstellend gearbeitet hatte, stellte sich nach einiger Zeit ein derartig hoher Brennmaterialverbrauch ein, dass es ausser Zweifel stand, dass an der Maschine ganz erhebliche Unregelmässigkeiten entstanden sein mussten. Eine Besichtigung der Maschine ergab denn auch auf den ersten Blick, dass das hintere Einlassventil nicht abschloss und ergaben sich bei Entnahme von Diagrammen die *Fig. 433 und 434* beim Arbeiten ohne und *Fig. 435 und 436* beim Arbeiten mit Kondensation. Nachdem dann die Steuerung und die Luftpumpe ordentlich nachgesehen, nachgeholfen

und richtig eingestellt, war der Fehler nach kurzem Betriebsstillstand wieder behoben und die Maschine that in Bezug auf ökonomische Leistung wieder ihre volle Schuldigkeit zur besten Zufriedenheit der betreffenden Werksleitung, wie auch die dann entnommenen Diagramme *Fig. 437–440* zur Genüge darthun.

Wir haben schon häufiger über Störungen bezw. Dampfverluste, hervorgerufen durch Unregelmässigkeiten in der **Abdampfleitung,** gesprochen.

Das Beispiel auf Seite 188 ergab einen Dampfverlust von ca. 40%.

Diese Verluste sind am Gang der Maschine nicht zu erkennen. Die Maschine kann sehr ruhig arbeiten und dabei doch einen viel zu hohen Dampfverbrauch haben. Es können folgende Umstände die Ursache von zu hohem Dampfverbrauch sein:

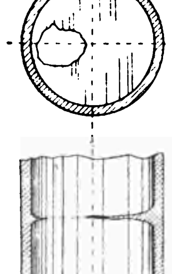


Fig. 441. Verengtes Rohr.

1. Zu **enger Querschnitt** der Abdampfleitung (besonders lange Leitungen, wie z. B. in solchen Fällen, bei welchen man den Abdampf zu Heizzwecken benutzt);
2. **Verengung** in der Rohrleitung durch Vorhandensein eines fremden Körpers im Abdampfrohr einer nach innen vorspringenden Verpackung oder eines unrichtig gegossenen Rohrstückes, wie z. B. *Fig. 441;*
3. durch **Wasseransammlungen** in der Abdampfleitung.

Betreffs des letztgenannten Punktes wollen wir uns heute mit einem ähnlichen Fall befassen.

81tes Beispiel. (Zu hoher Gegendruck.)

Cylinderdurchmesser . . .	*340 mm,*
Kolbenhub	*680 „*
Umdrehungen	*74 pro Min.,*
Dampfdruck	*6,5 Atm. abs.*

Die Maschine war etwa 5 Jahre in Betrieb, als man sich entschloss, einen **Vorwärmer** für das Kesselspeisewasser einzubauen.

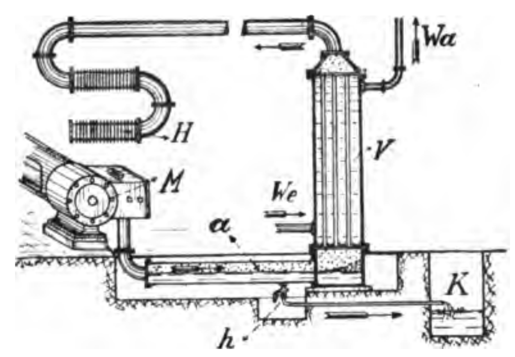


Fig. 442. *M* **Maschine,** *a* **Abdampfrohr,** *V* **Vorwärmer,** *We* **Wassereintritt,** *Wa* **Wasseraustritt,** *H* **Heizkörper.**

Der durch den Vorwärmer gehende Dampf passierte noch die Heizvorrichtung *H* und trat dann ins Freie. Der Vorwärmer sollte (wie auch allgemein angenommen) eine Ersparnis von 10⁰/₀ bringen, in Wirklichkeit gebrauchte aber die Maschine noch etwas mehr Dampf als früher.

Man suchte und vermutete alle möglichen Fehler in der Maschine, konnte aber keine Unregelmässigkeit entdecken. Allerdings wurde durch das Auspuffrohr eine grosse Menge Wasser ausgeworfen. Man vermutete undichten Vorwärmer, doch ergab die Untersuchung dessen vollständiges Dichtsein.

Nachdem so 2 Jahre gearbeitet, nahm man endlich den Indikator zu Hülfe und hierbei ergaben sich Diagramme mit sehr **wechselndem Gegendruck.** Der Gegendruck schwankte bei den zu verschiedenen Zeiten genommenen Diagrammen von **0,2—1** Atm. Überdruck.

Durch das Schwanken des Gegendrucks konnte man als sicher annehmen, dass Wasser in der Rohrleitung vorhanden.

Der Entwässerungshahn *h* ***(Fig. 442)*** wurde vom Maschinisten nach dem Stillstehen der Maschine geöffnet, aber vor dem Anlass der Maschine stets wieder geschlossen. Das sich im Vorwärmer bildende Kondenswasser (die Messung ergab 50 Liter pro Stunde!) konnte bei Inbetriebsetzung nicht entweichen, es trat eine Ver-

engung im Rohre ein und somit war die Ursache des hohen Gegendruckes erklärlich.

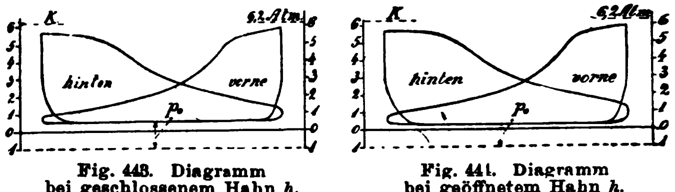


Fig. 443. Diagramm bei geschlossenem Hahn *h*.

Fig. 444. Diagramm bei geöffnetem Hahn *h*.

Ein Vergleich der Diagramme (*Fig. 443 und 444*) lässt den Einfluss der Wasseransammlungen durch die Höhe der Gegendrucklinie erkennen.

Der Entwässerungshahn *h* (*Fig. 442*) sollte eigentlich direkt im Untersatz des Vorwärmers angebracht sein, denn selbst bei geöffnetem Hahn wird die Strömung des abziehenden Dampfes das Wasser verhindern nach *a* zu laufen, es wird sich anstauen, den Querschnitt verengen und hohen Gegendruck erzeugen. Also: **Sorge für ausreichende Entwässerung des Vorwärmers.**

Bis zu welcher Maschinengrösse kann man überhaupt Flachschieber anwenden?*)

Dieses ist eine sehr oft aufgeworfene Frage. Alle Theorie lässt uns hierbei im Stich, und wollen wir deshalb unsere Folgerungen aus der Praxis ziehen.

Je minderwertiger das **Schmieröl** und je höher der **Dampfdruck**, desto mehr muss man grosse Schieber vermeiden (s. Seite 155 und Anhang).

82tes Beispiel. (Grosser Schieber.)

Für eine Maschine von 400 mm Cylinderdurchmesser und 800 Hub war der in Fig. 445—447 dargestellte Schieber angewandt.

Länge des Schiebers	*L* =	*540 mm*
Breite „ „	*A* =	*370 „*
Schieberfläche 54 × 37	=	*2000 qcm*
Dampfdruck	=	*6 At.*
Demnach Druck auf d. Schieber 6 × 2000	=	*12000 kg.*
Tragfläche des Schiebers	=	*1000 qcm*
*Demnach **Flächendruck** pro qcm* .	=	*12 kg*

*) Vergl. auch Anhang I.

Nach kurzer Betriebszeit zeigte sich ein **Fressen des Schiebers** auf der Schieberfläche. Hierdurch stieg die zum Bewegen des Schiebers nötige Kraft so hoch, dass die Excenterstange in der Nähe des Excenters **durchbrach.** Die Excenterstange wurde erneuert, Schieber und Schieberspiegelfläche, so gut es ging, an Ort und Stelle nachgearbeitet und die Maschine wieder in Betrieb gesetzt. Die Beschaffenheit der Schieberfläche besserte sich zusehends. Man führte fleissig Öl zu und sah die Schieberfläche häufiger nach. Jetzt ist die Maschine etwa 6 Monate in Betrieb; aus den Diagrammen ist ein vollständig dichter Abschluss des Schiebers erkenntlich. Auch das früher in starkem Maasse aufgetretene Zucken und Würgen des Steuergestänges tritt nicht mehr auf.

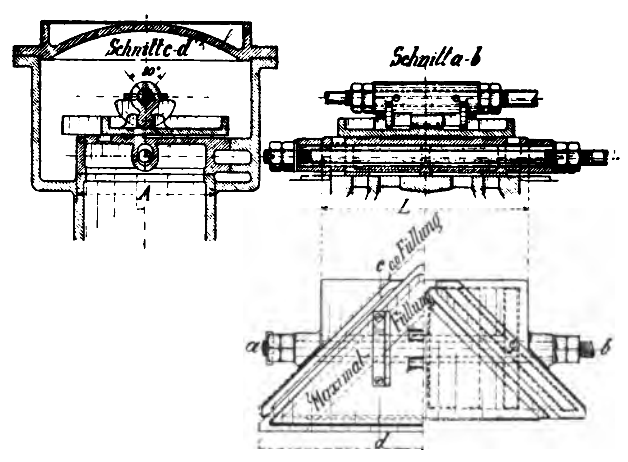


Fig. 445—447.
Schieber einer Maschine von 400 mm Cylinderdurchmesser.

Die **Ursache des Fressens** ist vermutlich (wie in fast allen derartigen Fällen) in den **Unreinigkeiten** des Dampfcylinders und der Frischdampfleitung oder Verwendung **minderwertigen Cylinderöles** zu suchen. Man hat unterlassen, Dampfkanäle und Rohrleitung vom Formsand gründlich zu reinigen und vor der Inbetriebsetzung der Maschine gründlich auszublasen. Nach kurzer Betriebszeit fanden sich im Schieberkasten grosse Mengen mit Öl vermischten Sandes vor.

Konstruktion des erwähnten Schiebers.

Die Schieberdimensionen *(Fig. 444–447)*, besonders die Schieberlänge L, sind viel zu gross gewählt. Meine Erkundigungen, wodurch dieses gekommen, erklärte der Konstrukteur folgendermassen:

Er habe sich für einen flachen Trapezschieber entschlossen, denselben unter Berücksichtigung der nötigen Kanallänge und der Verschiebung aufgezeichnet. Sodann habe er durch den Punkt S *(Fig. 447* Grundriss des Schiebers) den Durchlasskanal gelegt, und somit war ihm die **Grösse des Schiebers gegeben**!! Der mittlere Austrittkanal fiel hierdurch zu gross aus, und ordnete er daraufhin einen Steg, wie aus Schnitt *a—b* ersichtlich, an. Man sollte diese Art und Weise der Konstruktion fast für unmöglich halten.

Der grosse Schieber gab natürlich auch einen aussergewöhnlich **grossen Schieberkasten**, und dieser fiel mir bei der Besichtigung der Maschine zuerst auf.

Man hätte den Schieber bequem mit einer Länge $L =$ 350 mm konstruieren können, dann ergäbe sich eine Schieberfläche von $35 \times 37 = 1295$, also ein Druck auf den Schieber $6 \times 1295 = 7770$ kg statt 12000 kg.

Um nun nochmals auf die **überhaupt zulässige Schiebergrösse** zurückzukommen, müssen wir das Vorhergehende in Betracht ziehen, woraus hervorgeht, dass man ganz gut eine Maschine von 12000 kg Schieberdruck ausführen kann, wenn dabei der Flächendruck der **Tragfläche 12 kg nicht übersteigt** (letzteres geschieht leider bei Dampfdrücken über 7 Atm.) und muss man für

gute Bearbeitung der Schieberfläche, gründliche Reinigung des Dampfcylinders von Schmutz und Formsand und

gleichmässige und richtige Zuführung eines guten schmierfähigen Cylinderöles mittelst Schmierpumpe sorgen.

Je grösser der Flachschieber, desto mehr Sorgfalt erfordert die Schmierung desselben und desto grösser

ist der **Kraftverlust** durch Schieberreibung. Über letztere sind nur wenig Versuche angestellt. Folgende Werte dürften der Wirklichkeit nahe kommen.

Kraftbedarf der **Flachschiebersteuerung** bei Eincylindermaschinen für ca. 6 Atm. Betriebsdruck.

Cylinderdurchm.	300	400	500	600	700	800	mm
Kraftbedarf d. Steuer.	0,6	1,1	1,7	2,5	3,5	4	PS.

Hierzu kommt noch die Reibung der Excenter und des Steuergestänges.

Der **Kraftbedarf** der Flachschiebersteuerung beträgt also ca. 3% der Normalleistung.

Über Flachschieber s. auch Anhang I.

83tes Beispiel. (Gebrochener Kolbenschieber.) *)

Zum Betriebe einer Scheinwerferanlage dient ein Dampfdynamo von 74 Volt und 820 Ampère. Die Betriebsdampfmaschine ist eine stehende **Kompoundmaschine** mit Kondensation.

Durchmesser des Hochdruckcylinders .	*280*	*mm*,
„ „ *Niederdruckcylinders* .	*470*	„.
Gemeinschaftlicher Hub	*190*	„
Umdrehungen pro Minute	*350*	
Betriebsdruck	*12*	*Atm.*

Die Maschine ist von einer bestrenommierten Specialfabrik Norddeutschlands gebaut und in allen ihren Teilen sehr kräftig gehalten. Der Hochdruckcylinder hat eine von einem Achsenregulator beeinflusste Kolbenschiebersteuerung, während der Niederdruckcylinder einfache Kolbenschiebersteuerung hat. Die Kurbeln sind um 180° versetzt. Die Dampfcylinder sind mit Sicherheitsventilen versehen, welche bei gefährlichen Drücken oder Wasserschlägen selbstthätig abblasen. Die Maschine arbeitete bei guter Wartung vorzüglich, bis sie kürzlich laut zu **klopfen** anfing.

Am Blasen der Sicherheitsventile, sowie an jenen eigentümlich klingenden Schlägen erkannte man sofort, dass **Wasser im Cylinder** war. Der die Maschine beaufsichtigende Mann **drosselte das Absperrventil** und riss die Entwässerungshähne am Cylinder auf.

Als hierauf der Schlag aufhörte, hielt er wieder die normale Umlaufzahl inne und die Maschine lief noch einige

*) Mitgeteilt vom einem Fachgenossen.

Stunden weiter, da man keine weiteren Unregelmässigkeiten entdecken konnte.

Vorsichtshalber öffnete man jedoch beim Stillstand der Maschine die Deckel vom Hochdruckcylinder und Schieberkasten und machte dabei die unliebsame Entdeckung, dass der **Kolbenschieber gebrochen** und die Schieberstange verbogen war. Es musste auf den Schieber ein gewaltiger Druck gewirkt haben.

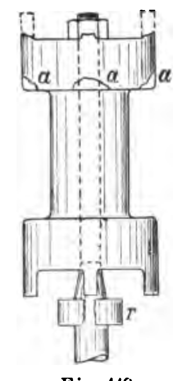


Fig. 448. Kolbenschieber.

Der Ring *r* (*Fig. 448*), welcher auf dem konischen Teil der Stange sass, war gerissen und um 20 mm nach unten verschoben. Die vier oberen Führungsrippen am Schieber waren alle abgebrochen und der Schieber selbst bei *a* eingerissen.

Man vermutet nun, dass zuerst die Rippen durch irgend einen Umstand abgebrochen und dann zwischen Schieber und Schieberkastendeckel geraten sind, wodurch dann der Schieber nach unten gedrückt wurde. Eine andere Erklärung für diesen Vorfall wusste man nicht anzugeben. Sehr seltsam war es jedoch immerhin, dass die Maschine in solchem Zustande weiterlaufen konnte.

Da die Wandungen des Schieberkastens keine Beschädigung aufwiesen, so konnte man sofort mit dem Einbauen des vorhandenen Reserveschiebers beginnen. Bis jetzt haben sich an der Maschine weitere Schwierigkeiten nicht eingestellt.

Das sogenannte
Rundwerden des Schieberspiegels
und des Schiebers.*)

Es ist auffallend (aber wahrscheinlich eine Schmierfrage, s. Seite 151), dass dieses Rundwerden sich nur

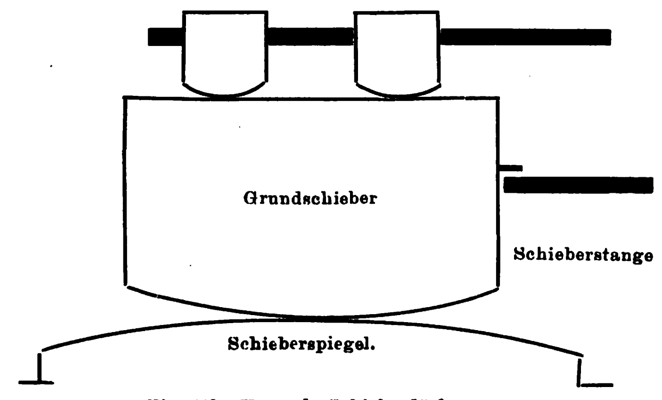


Fig. 449. Unrunde Schieberflächen.

bei einigen Ausführungen zeigt, dahingegen andere Schieberflächen selbst nach jahrelangem Betrieb genau eben bleiben und einen dichten Abschluss bieten.

In *Fig. 449* ist eine **unrunde Schieberfläche** schematisch dargestellt. Wir erkennen daraus, dass der Grundschieber beim Hin- und Hergehen nur immer an einer Stelle anliegt.

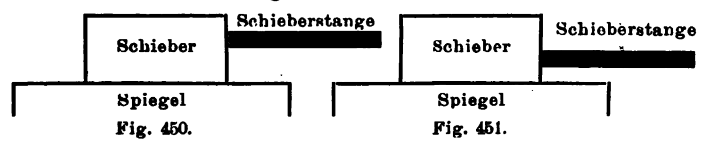


Fig. 450. **Fig. 451.**

Es ist zweifellos, dass die **Art des Schieberstangenangriffes** Einfluss auf das Rundwerden der

*) Vergl. auch Anhang I.



Schieberfläche hat. Lassen wir z. B., wie in *Fig. 450* gezeichnet, die Schieberstange oben am Schieber anfassen, so hat der Schieber das Bestreben zu kanten. Lassen wir jedoch die Schieberstange tiefer (nach *Fig. 451*) angreifen, so tritt dieses Bestreben weniger auf. Hieraus folgt, dass der Angriff der Schieberstange **so nahe wie möglich** am Schieberspiegel erfolgen soll.

Das Steuergestänge.

Fassen wir hier zuerst die **Schiebermaschine** ins Auge und beginnen mit dem

Excenter.

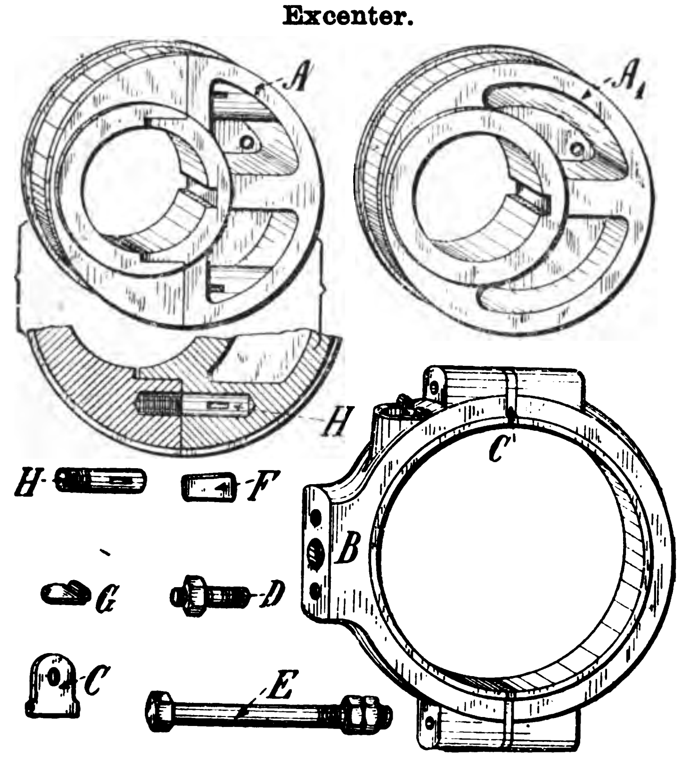


Fig. 452–461. Excenter mit Bügel.

A geteilte Excenterscheibe, *A*1 Excenterscheibe (ungeteilt), *B* Excenterbügelhälften, *C* Zwischenlage, *D* Schrauben zur Verbindung von Excenterbügel mit Stange, *E* Schrauben zur Verbindung der Excenterbügelhälften, *F* Keil, *G* Schmiertopfdeckel, *H* Keilschraube zur Verbindung der Excenterscheiben *A*.

Die Querschnittsform der aufeinandergleitenden Ringflächen wird in den meisten Fällen nach **Fig. 462**

und 463 ausgeführt und muss als durchaus unrichtig und verfehlt hingestellt werden. Die Bearbeitung des Bügels ist sehr schwierig, weil der Dreher den Gleitflächen mit der Feile nicht beikommen kann.

Befindet sich z. B. am Punkt *a* irgend ein harter fremder Körper im Guss oder ist das Material etwas



Fig. 462—463.
Falsche Querschnittsform.



Fig. 464.
Mit Weissgussfutter

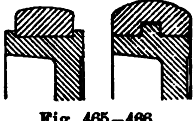


Fig. 465—466.
Richtige Querschnittsform.

hart, so lässt sich überhaupt ein glatter Lauf nicht erzielen.

Etwas leichter geht es schon bei Anwendung von Weissgussfutter *(Fig. 464)*.

Die **richtigste Querschnittsform**, bei welcher man sowohl der Excenterscheibe als dem Excenterbügel mit der Feile beikommen kann, stellt *Fig. 465 und 466* dar und sollte diese Ausführung ausschliesslich zur Verwendung kommen.

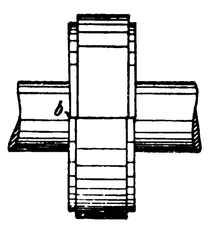


Fig. 467.
Falsches Aufkeilen.

In sehr vielen Fällen ist die **mangelhafte Bearbeitung** an dem Heisslaufen der Excenter Schuld; mir sind jedoch auch Fälle bekannt, bei welchen die Untersuchung **schlechte Montage** der zweiteiligen Excenter ergab, in der Weise, dass die beiden Scheibenhälften nicht genau aufeinander passten und ein Reiben an dem Vorsprung *b* und Heisslaufen des Excenters verursachte *(Fig. 467)*.

Das Klopfen bezw. Schlagen in den Excentern ist selbstverständlich auch die Folge schlechter Bearbeitung der Excenter. Abhülfe ist hier nur zu schaffen durch Nachschaben an den Stellen des Excenterlaufes,

welche sich bei Besichtigung als Ursache der zu starken Reibung erkennen lassen. Viel Zeit und Geld wird natürlich gespart, wenn man das Excenter, wie vorher erwähnt, richtig konstruiert und bearbeitet.

Auf die **Befestigung des Excenters** wird häufig wenig Wert gelegt, weil dasselbe geringe Kraft zu übertragen hat. So findet man den Keil ohne Nute oder Fläche in der Achse nach ***Fig. 468*** ausgeführt.

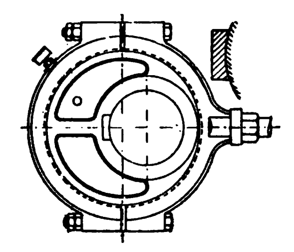
84tes Beispiel (Excenter lose.)

Es handelt sich um eine Kompoundmaschine von

Durchmesser des Hochdruckcylinders .	*600 mm,*
" " *Niederdruckcylinders* .	*900* "
Kolbenhub	*1200* "
Dampfdruck	*7 Atm.,*
Leistung	*450 indiz. PS.*

Eines schönen Tages, während die Maschine ihre normale Leistung verrichtete, **platzte der Schieberkasten** und Schieberkastendeckel des Niederdruckcylinders mit lautem Knall. Der Maschinist drückte sich, so schnell es eben ging, lief nach dem Kesselhaus und drehte dort das Absperrventil auf dem Kessel zu. Die Maschine blieb dann auch nach kurzer Zeit stehen. Und was war die Ursache an dem Unfall?

Das **Excenter,** welches den Schieber (sogen. geteilter Schieber, ***Fig. 471)*** des Niederdruckcylinders antreibt und mit einem **Hohlkeile** auf der Hauptachse befestigt ist, war lose geworden und stand still, während sich die Achse weiter drehte. Zum Unglück stand das Excenter in einer Lage, welche der **Mittelstellung** des Schiebers entsprach, so dass beide Kanäle im Schieberspiegel des Niederdruckcylinders abgesperrt waren. Es konnte also kein Dampf aus dem Schieberkasten des letzteren entweichen und ebenso keiner in den Niederdruckcylinder eintreten. Der Hochdruckcylinder arbeitete noch während einiger Umdrehungen weiter, und auch das


Fig. 468—469. Excenter.

schwere Schwungrad sorgte dafür, dass die Maschine sich weiter drehte. Die Folge davon war, dass die Spannung in dem in *Fig. 470* punktiert angedeuteten Raume rapide wuchs, denn vom Hochdruckcylinder strömte noch Dampf nach dem Receiver, während der Niederdruckcylinder aus den oben erklärten Gründen keinen Dampf aufnehmen konnte. Dieser Dampfspannung konnten die Wandungen des Schieberkastens und Schieberkastendeckels nicht widerstehen; sie platzten infolgedessen.

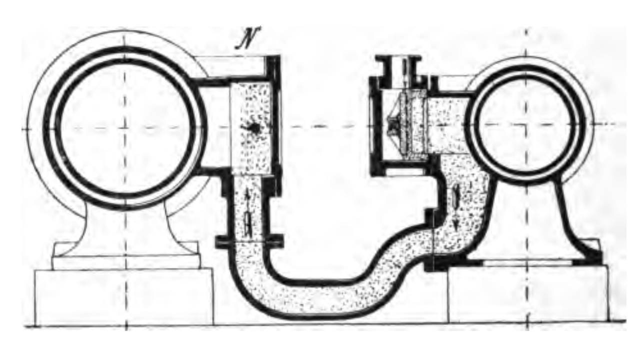


Fig. 470. Anordnung der Dampfcylinder.

Stellen wir uns nun den Vorgang in beiden Dampfcylindern **kurz vor dem Bruch** des Niederdruckcylinders vor, so ergiebt sich folgendes:

Hochdruckcylinder:

Dem Hochdruckcylinder ist der Dampfaustritt verwehrt, weil der Schieber des Niederdruckcylinders in der Mittelstellung steht und der Abdampf des Hochdruckcylinders

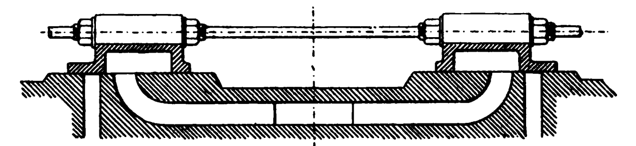


Fig. 471. Stellung des Schiebers im Niederdruckcylinder.

sich im Receiver anstaut. Somit wächst bei jeder Umdrehung der Gegendruck im Hochdruckcylinder; würden wir die Maschine im Momente vor dem Unfall indiziert haben, so hätte sich das in *Fig. 472* dargestellte Diagramm ergeben.

Die Kompression beginnt schon rechts im toten Punkte (das Volumen, in welches der Dampf zusammengepresst wird, besteht hier aus dem Inhalt des Hochdruckcylinders, dem schädlichen Raum desselben, der Übergangsleitung und dem Inhalte des Schieberkastens des Niederdruckcylinders). Am Ende der Kompressionsperiode, also bei Kolbenstellung links im toten Punkt ist der **Kompressionsdruck auf 9 Atm.** gestiegen. Diese Spannung herrschte

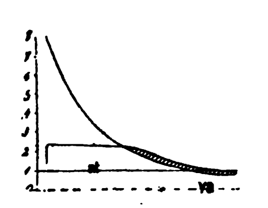


Fig. 472.
Diagramm des Hochdruckcylinders.

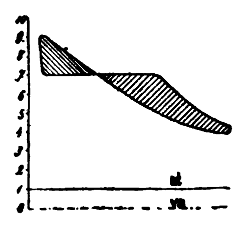


Fig. 473.
Diagramm des Niederdruckcylinders.

selbstverständlich auch in der Übergangsleitung und im Schieberkasten des Niederdruckcylinders, und sie hat auch den Bruch des letzteren verursacht.

Niederdruckcylinder:

Beim Niederdruckcylinder, dessen Schieber die in *Fig. 471* dargestellte mittlere Stellung einnimmt, ist der Cylinderdampfeintritt und der Cylinderdampfaustritt **vollständig abgesperrt.** Denken wir uns nun den Kolben nach Diagramm *Fig. 473* in der Kolbenstellung rechts im toten Punkt und den Kolben nach links sich bewegen, so beginnt die **Kompression** schon im toten Punkt und **wächst bis ca. 8 Atm.** Diese 8 Atm. Kompressionsendspannung müssen beim vorliegenden Unfall thatsächlich vorhanden gewesen sein; es ist deshalb ein Wunder, dass nicht auch die Cylinderdeckel des Niederdruckcylinders ebenfalls geplatzt sind.

Um nun auf die **Ursache des Unglücksfalles** zurückzukommen, so lag dieselbe in der Anwendung eines **Hohlkeiles** statt eines Nutenkeiles für das Excenter.

Nun wird mancher fragen, wie ist es möglich, dass bei einer Maschine, welche 50000 Mark kostet, die 50 Pfennig gespart werden, welche die Anwendung des Nutenkeiles

mehr kostet als der Hohlkeil. Gegen diese Zumutung verwahrt sich der Fabrikant der Maschine ganz entschieden. Er hat mit dem Hohlkeil gerade etwas besonders praktisches machen wollen.

Wie wir schon angedeutet haben, ist es von grosser Wichtigkeit, die Steuerung innerhalb gewisser Grenzen verstellen zu können, und dieses sollte mit dem Hohlkeil erreicht werden. Man sollte also imstande sein, die Voreilung der Maschine ohne Zeitverlust ändern zu können.

Dass diese von dem Fabrikanten angewandte Methode **unrichtig ist,** man überhaupt einen Hohlkeil nicht als sicheres Verbindungsmittel ansehen kann, beweist der vorstehende Unfall zur Genüge.

Es giebt aber Hülfsmittel, um bei derartigen Vorkommnissen einen Maschinenbruch zu vermeiden, diese sind die Anwendung von **Sicherheitsventilen.**

Schiffsmaschinen sind fast ausschliesslich damit ausgerüstet, seltener stationäre Maschinen, obwohl auch hier die Anbringung derselben auf die Receiver (Übergangsleitung) besondere Sicherheit bietet und Unfälle, wie der beschriebene, dadurch vermieden werden.

Die Sicherheitsventile werden auf etwas mehr Druck als die Receiverspannung eingestellt und blasen ab, sobald der Druck aus irgend einer Ursache in der Übergangsleitung steigt.

Das Steuergestänge.

Schiebersteuerung.

Das **Steuergestänge,** d. h. diejenigen Maschinenteile, welche die Bewegung von den Excentern nach den Schiebern vermitteln, zeigen eine vielseitige Konstruktion und wollen wir hier nur eine Ausführung wiedergeben.

Die Schieberstangenführung.

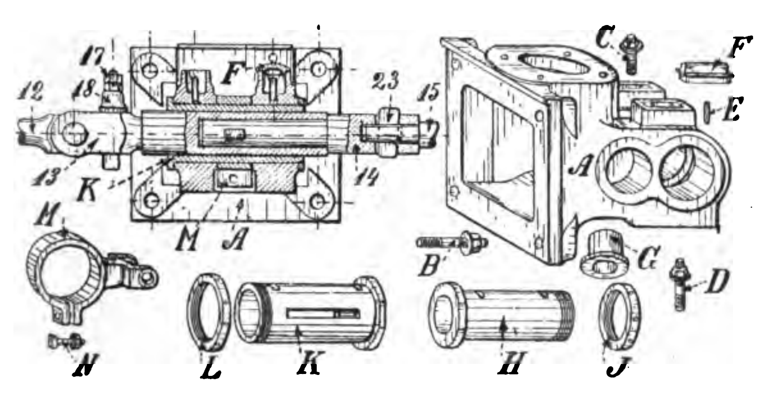


Fig. 474—486. Schieberstangenführung.

A **Führungsbock.** *B* **Stiftschrauben** zum Führungsbock. *C* **Stiftschrauben** zur Regulatorsäule. *D* **Stiftschrauben** zum Regulatorantriebsbock. *E* **Schmierröhrchen.** *F* **Schmiertopfdeckel.** *G* **Führungsbüchse** zur Regulatorspindel. *H* **Büchse** zur Grundschieberstange. *J* **Mutterring** dazu. *K* **Führungsbüchse** zur Expansionsschieberstange. *L* **Mutterring** dazu. *M* **Regulierhebel** (Klemmhebel) zu *K*. *N* **Kopfschraube** dazu.

Das Grundschiebergestänge.

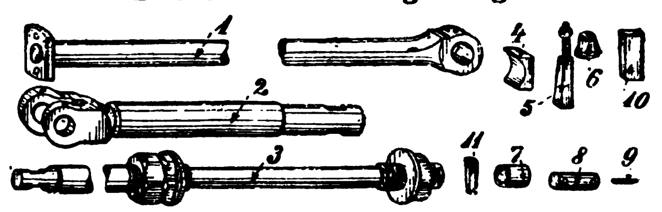


Fig. 487—497. Schieber- und Excenterstangen (Grundschieber).

1. **Excenterstange.** 2. **Führungsstück** mit Gelenk. 3. **Schieberstange** mit 3 Muttern. 4. **Gleitbacken** zum Gelenk. 5. **Keilschraube** mit Muttern. 6. **Haube** zu 5. 7. **Büchse** zu 1. 8. **Bolzen** zur Verbindung von 1 und 2. 9. 2 **Stifte** zu 8. 10. **Keil** zu 2 und 3. 11. **Keil** zur Sicherung.

Expansionsschiebergestänge.

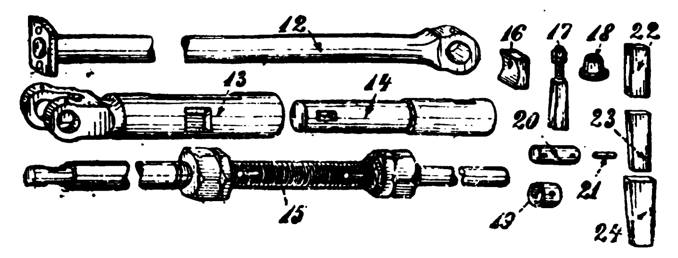


Fig. 498–510. Schieber- und Excenterstangen (Expansionsschieber).

12. **Excenterstange** zum Expansionsschieber. 13. Gelenkstück. 14. **Zwischenstück** drehbar. 15. **Expansionsschieberstange** mit 4 Muttern. 16. **Gleitbacken** zum Gelenk. 17. **Keilschraube.** 18. **Haube** zu 17. 19. **Büchse** zu 12. 20. **Bolzen** zu 12 und 13. 21. **Stifte.** 22. **Keil** (Mitnehmer). 23. **Keil** zu 14 und 15. 24. **Keile** zu 15.

Das Steuergestänge.

(Brummen des Gestänges s. Seite 153.)

Zum Steuergestänge gehören auch die Excenter, deren Krankheiten wir schon auf Seite 205 erwähnt haben.

Das Fressen der Schieberstangenführung und der Schieberstangen

ist wohl immer auf mangelhafte Schmiervorrichtung oder Unachtsamkeit des Maschinenwärters und Verwendung von **schlechtem** Schmieröl zurückzuführen.

Mangelhafte Schmiervorrichtungen der Schieberführung findet man sehr häufig.

85tes Beispiel.

Die allgemeine Anordnung der Steuerung zeigt *Fig. 511.* Der Schieberstangenführungsbock war aber nicht, wie in der Zeichnung, mit Metallbüchsen versehen, sondern die Führungsstücke wurden direkt in der gusseisernen Bohrung

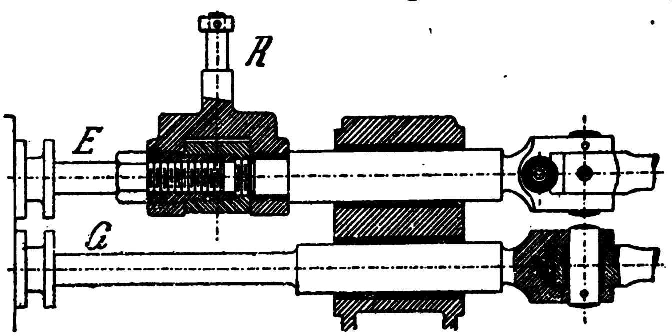


Fig. 511. Steuerung.
E Expansionsschieberstange, *G* Grundschieberstange.

geführt *(Fig. 512).* Die Maschine hatte ca. ein Jahr tadellos gearbeitet, als eines Tages der Führungsbock, die Expansions- und Grundschieberstange zerbrachen und der auf dem Führungsbock montierte Regulator herunterfiel.

Die Untersuchung ergab, dass ein **Fressen in der Schieberstangenführung** bei *a* und *b* in *Fig. 512* stattgefunden hatte. Ein Blick auf *Fig. 512* zeigt uns, dass die Anordnung des angegossenen Schmiergefässes und der Schmierröhrchen eine unrichtige ist, da dem höchsten Punkte bei *a* kein Schmieröl zugeführt wird und somit bei nicht ganz ausreichender Schmierung die eine Hälfte der Führung unter Umständen ohne Öl sein, und demzufolge ein Fressen derselben stattfinden kann.

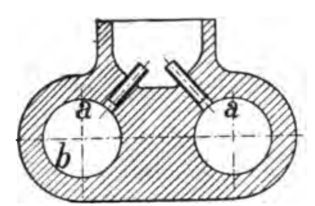
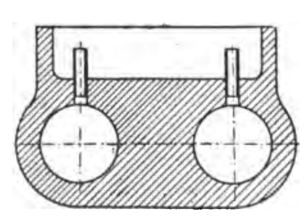


Fig. 512. Unrichtige Anordnung der Schmierröhrchen.

Die Zuführung des Schmieröles sollte immer oben an der höchsten Stelle, wie in *Fig. 513* angedeutet, erfolgen, damit der ganze Umfang des Führungsstückes mit Öl benetzt wird.

Das **Fressen der Schieberstangen** ist auch eine häufig vorkommende Krankheit.


Fig. 513. Richtige Zuführung des Schmieröles.

Besucht man mehrere Fabrikanlagen und achtet besonders auf die Beschaffenheit der Schieberstangen, so findet man oft beschädigte Schieberstangen, welche durch Fressen am äusseren Umfang riefig und im Durchmesser bedenklich geschwächt erscheinen.

Auch hier ist **mangelhafte Schmierung** und ungeeignetes **Cylinderöl** die Ursache. Die Gelehrten und auch die Maschinenwärter nehmen im allgemeinen an, dass hier die Schmierung überflüssig sei, weil die Schieberstangen mit dem bereits geschmierten Dampf im Schieberkasten in Berührung kommen und von dort Öl mitnehmen. Dass letzteres nicht geschieht, beweist uns die Trockenheit der Schieberstangen an der betreffenden Stelle.

Man ordnet auch in der **Stopfbüchse selbst Schmiergefässe** an *(Fig. 514–515).* Diese erfüllen jedoch nicht ihren Zweck, bei ungeschicktem Anziehen der Stopfbüchse spritzt dem Maschinisten Öl ins Gesicht, andernfalls verharzen die Schmierröhrchen sehr schnell und lassen überhaupt kein Öl mehr durch.

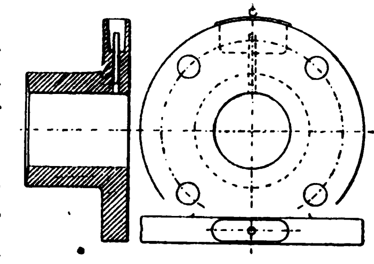


Fig. 514—515. Stopfbüchse mit Schmiergefäss.

Eine **durch Fressen geschwächte Schieberstange** kann auch einen Bruch zur Folge haben, wenn der Maschinist beim Neuverpacken etwas zu viel Packung einlegt und schliesslich das nicht geschwächte dickere Stück der Stange sich in der Packung festbremst.

Ein einfaches Mittel, eine **gute Schmierung** der Schieberstange zu erhalten, ist folgendes:

Man ordnet nach *Fig. 516–517* einen Tropföler an, welcher regelmässig die Schieberstangen mit **Cylinderöl** versorgt. Die Ölzufuhr hat nur einige Tage lang nach Einlegen frischer Packung zu erfolgen. Auch bereits stark riefige Stangen bekommt man mit dieser Methode glatt.

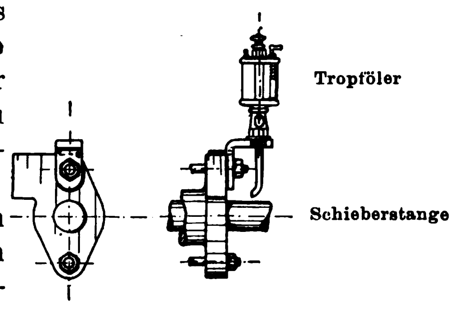


Fig. 516—517. Schmierung der Schieberstange.

Diese Vorsichtsmassregel hat man bei Verwendung von gutem **Cylinderöl** nicht zu treffen (vgl. Anhang I).

Auch die unrichtige

Anordnung des Schiebergestänges

bringt Störungen mit sich:

86tes Beispiel.

Bei einer Maschine von:

Cylinderdurchmesser . . = *300 mm,*
Kolbenhub . . . . . . = *600 „*
Tourenzahl . . . . . . = *90 pro Minute,*

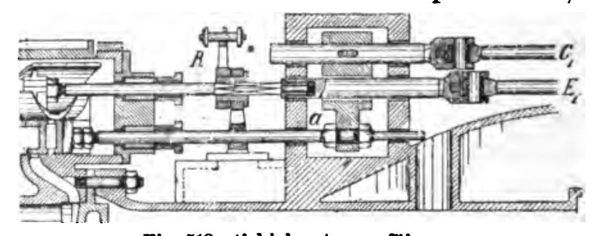


Fig. 518. Schieberstangenführung.
E_1 Expansionsschiebergestänge. G_1 Grundschiebergestänge.
a Traverse, *R* Hebel.

war zur Erzielung kurzer Dampfkanäle, also recht kleinen schädlichen Raumes, die Anordnung nach ***Fig. 518*** getroffen.

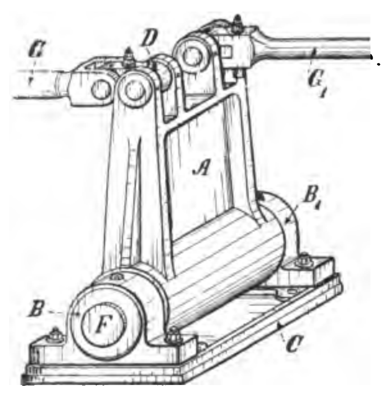


Fig. 519. Schwinge zur Übertragung des Excenterhubes auf den Grundschieber.

Die Entfernung von Mitte Expansions- bis Mitte Grundschieberstange betrug 100 mm. Die Expansionsexcenterstange und die Schieberstange liegen in einer Richtung, dagegen wurde von der Excenterstange des Grundschiebers aus das Übertragen vermittelst der Traverse *a* nach der Grundschieberstange vermittelt.

Schon gleich nach der Inbetriebsetzung fand ein

Fressen in den Schieberstangenführungen statt, so dass ein Arbeiten mit der Maschine unmöglich war.

Es blieb also kein anderer Ausweg, als die Maschine umzubauen durch Anwendung einer **Schwinge** (vergl. *Fig. 519–525.)*

Konstruktion der **Schwinge** für Schieberbewegung.

Die Grundschieberstange *G* *(Fig. 520–525)* greift an der gusseisernen Schwinge *A* an. Durch letztere wird die Bewegung vermittelst eines kurzen Zwischenstückes *D* auf die Schieberstange *G* übertragen.

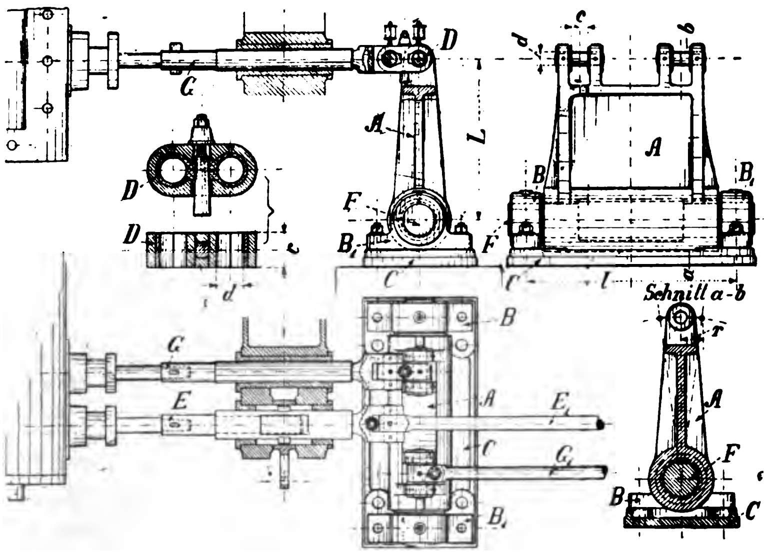


Fig. 520—525. Anordnung der Schwinge.

A **Schwinge**; *B B*₁ **Augenlager**; *C* **Platte**; *D* **Zwischenstück** von *G* und *A*; *F* **Welle**; *G* **Grundschieberstange**; G_1 **Excenterstange zu** *G*; *E* **Expansionsschieberstange**; E_1 **Excenterstange** zu *E*.

Die Schwinge *A* ist unten mit einer Welle versehen. Eine gusseiserne Platte mit zwei Augenlagern dient zur Lagerung derselben.

Die **Anwendung einer Schwinge** an und für sich kann als sachgemäss betrachtet werden. Bei richtiger Anordnung zeigen sich selbst bei langjährigem Betriebe keine Nachteile.

Man kann demnach in Fällen, wo die Schieberkanäle zu lang ausfallen, auch bei einer neuen Maschine die Schwinge anordnen.

Beim **Konstruieren der Schwinge** beachte man folgendes:

das Maass l mache man möglichst lang;

die Welle F nicht zu schwach;

die Augenlager BB_1 sollen abnehmbar sein, also nicht angiessen;

die Platte C wird mit Steinschrauben befestigt;

das Zwischenstück D erhält durch Keil nachstellbare Buchslager.

87tes Beispiel. (Schieberstangenbruch.)*)

Eine untertägige **Dampfwasserhaltungsmaschine** wurde seit einigen Jahren mit Dampf von 6 Atm. Druck, nach Anlage von neuen Kesseln jedoch mit Dampf von 8 Atm. betrieben.

Nachdem die Maschine etwa 14 Tage mit Dampf von 8 Atm. betrieben worden, erhielt ich eines Morgens früh gegen 6 Uhr die Nachricht, die Wasserhaltung ginge nicht mehr.

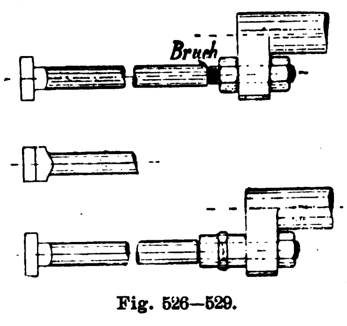


Fig. 526—529.

Bei dem wichtigen Zwecke der Maschine hatte ich nichts eiligeres zu thun, als mich so schnell wie möglich zur Maschine zu begeben und wurde mir bei meinem Eintreffen von dem Maschinisten die Mitteilung gemacht, dass die Maschine, nachdem dieselbe regelmässig wie immer gearbeitet, plötzlich stehen geblieben und nicht mehr in Betrieb zu bringen sei.

Die Maschine wurde vorläufig äusserlich genau untersucht und es fand sich, dass auf der Hochdruckseite die **Grundschieberstange abgerissen** war.

Da hiess es schnell reparieren, denn die Maschine lief ohne Unterbrechung Tag und Nacht, oft 14 Tage lang hintereinander.

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

Der Schieberkasten wurde geöffnet, die Schieber entfernt, ohne dass sonst Brüche gefunden wurden. Da eine Reservestange nicht vorhanden war und die Herstellung einer neuen des Hammerkopfes wegen längere Zeit in Anspruch genommen hätte, so musste die zerbrochene Stange repariert werden, was glücklicherweise ohne grössere Schwierigkeiten und ohne langen Aufenthalt möglich war, indem eine Mutter angefertigt, die Schieberstange am gebrochenen Ende mit Gewinde versehen und dieses, wie auch das abgerissene Gewindeende je von einer Seite in die Mutter hineingedreht wurden, sodass beide Teile in der Mitte der Mutter zusammenstiessen.

Nachdem die Stange nebst Schieber wieder eingebaut und der Schieberkasten geschlossen worden, wurde die Maschine in Betrieb genommen. Weitere Schäden fanden sich dabei nicht.

Die Ursache des Bruches der Schieberstange wurde nicht aufgeklärt, die Stange hatte einen Durchmesser von 30 mm, war aber an der Bruchstelle durch aufgeschnittenes 1″ Gewinde bis auf 22 mm geschwächt. Die Bruchflächen waren vollständig neu, liessen aber kein gutes Material erkennen.

Dass der Übergang von 6 auf 8 Atm. Dampfdruck mit zu dem Bruche beigetragen, ist wohl anzunehmen.

Ventilsteuerung.

Das Einlassventil.*)

Von gebräuchlichen Formen der Einlassventile findet sich Zeichnung auf Seite 118.

Das Einlassventil selbst besteht aus Ventilsitz und Ventil.

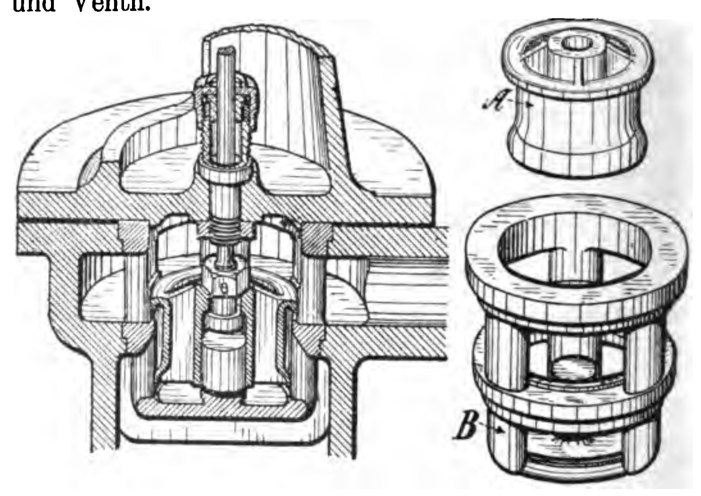


Fig. 530—532.
A Ventil, *B* Ventilsitz.

Die **Anordnung der Steuerventile**

geschieht meistens wie in *Fig. 533–535* dargestellt, also die Einlassventile oben, die Auslassventile unten.

Unpraktische Anordnung bringt verschiedene Nachteile.

---

*) Undichte Ventile s. auch Seite 120—122, 285.

Fig. 533—535. Ventilsteuerung für 350 mm Cylinderdurchmesser.

88tes Beispiel.

Bei einer Ausführung mit seitlich angeordneten übereinander liegenden Ventilen zeigte sich folgendes:

Beide Ventile sind schwer zugänglich. Die Ventilspindel wurde in ihrer Führung gezwängt. Die schwierige, durch die eigentümliche Anordnung der Ventile bedingte Bearbeitung war wohl Grund zu diesen ungünstigen Resultaten.

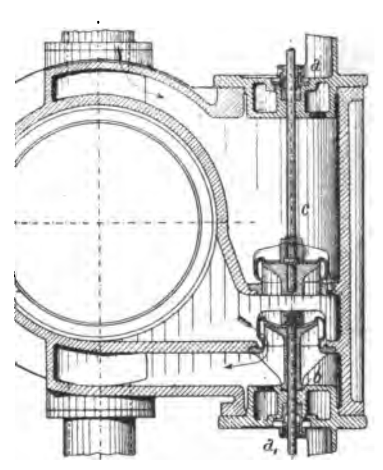


Fig. 536. Ventile seitlich angeordnet.

Das Steuergestänge der Ventilmaschinen.

Die **Steuergestänge,** welche die Bewegung vom Excenter auf das Ventil übertragen, zeigen sehr ver-

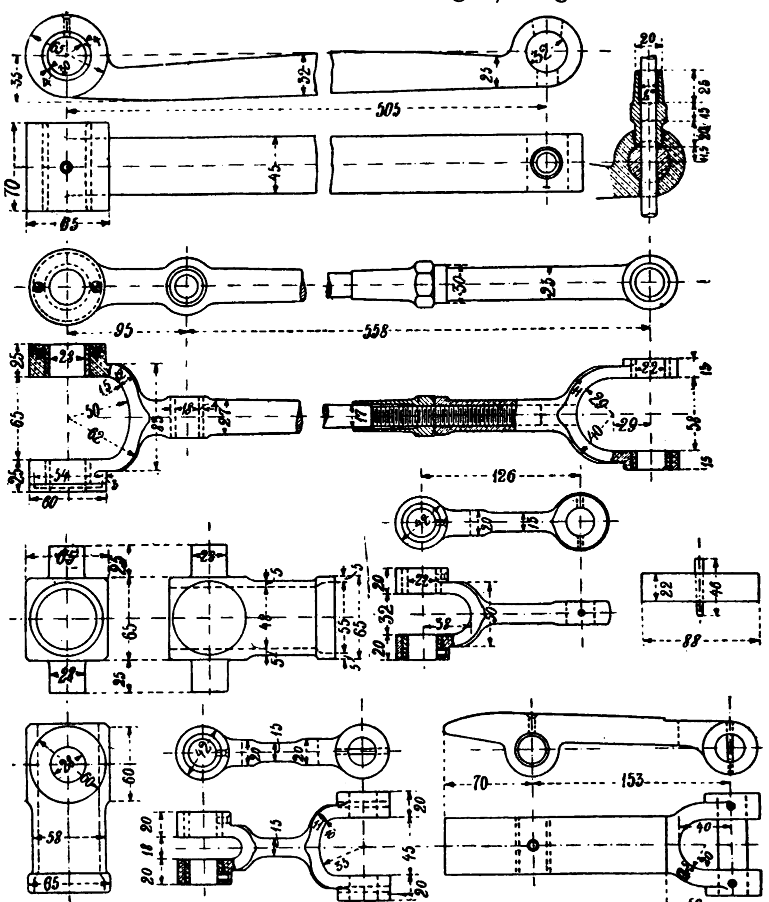


Fig. 537—551. Steuergestänge. Material: Flusseisen und Stahl.

schiedene Ausführungen. Wir wollen beistehend die Details des Steuergestänges für eine Maschine mit Coll-

mann-Steuerung von 400 mm Durchmesser und 800 mm Hub wiedergeben.

Die **Steuerwelle** zum Antrieb der Steuerung (in *Fig. 552* mit *a* bezeichnet) ist so einfach, dass man kaum glauben sollte, dass hierbei auch Dummheiten gemacht werden.

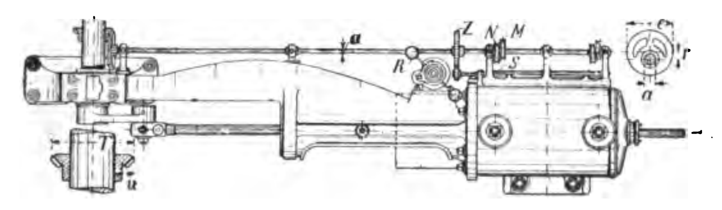


Fig. 552. Ventilmaschine.

89tes Beispiel. (Steuerwelle.)

Ich erinnere mich eines Falles, wo das Demontieren einer grossen Dampfmaschine gerade wegen der **Steuerwelle** grosse Schwierigkeiten machte. Die Steuerwelle hatte eine Länge von 7200 mm und ist in der Mitte auf die in *Fig. 553–554* ersichtliche Weise verkuppelt. Um einen sicheren Transport herzustellen, wäre es geboten gewesen, die Welle zu zerlegen, doch sah man sich gezwungen, von diesem Vorhaben abzustehen, da es absolut unmöglich war, selbst im angewärmten Zustande die Kuppelung zu

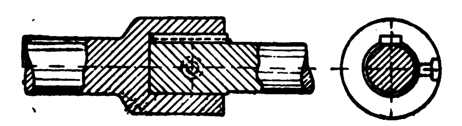


Fig. 553—554. Kuppelung der Steuerwelle.

lösen, ohne dieselbe zu beschädigen. Wie leicht aber können Umstände ein Herausnehmen der Steuerwelle bedingen, wobei jedesmal, wenn ein Zerlegen derselben bei dieser Länge nicht angängig, die **Gefahr des Verbiegens** sehr nahe liegt, da sich ja auf der Welle stets auch noch Belastungsstücke in Gestalt von Excentern, Zahnrädern u. s. w. befinden.

Das hässliche

Klappern der Steuerungsräder

kann durch besonders genaue Ausführung der konischen Räder verhindert bezw. vermindert werden.

Auch die Anwendung einer **kleinen Bremse** auf die Steuerwelle hat günstigen Einfluss auf das Geräusch. Einen nennenswerten Kraftverlust veranlasst diese Bremse kaum, worüber man sich auf folgende Weise überzeugen kann: man umklammere die Steuerwelle mit beiden Händen und suche die Welle festzuhalten bezw. an der Drehung zu verhindern. Gleichzeitig achte man auf das Geräusch der Steuerräder und bemerkt in den meisten Fällen ein Dämpfen des Geräusches.

Ein schwacher Punkt bei Ventilmaschinen ist auch der **Angriff des Hebels** auf die Ventilspindel. Tritt hier ein Verschleiss ein, so ändert sich (bei Einlassventilen) das Voreilen und der Füllungsgrad. Durch den Verschleiss des Gelenkes wird die Voreilung kleiner bezw. es stellt sich Nacheilung ein. Nun sind allerdings die meisten Ventilspindeln so konstruiert, dass eine Nacheilung durch Nachstellen beseitigt werden kann; hierzu sind aber Indikatorversuche erforderlich, welche wie bekannt, in vielen Betrieben nicht vorgenommen werden. So z. B. kann man bei dem Einlassventil (*Fig. 277* Seite 118) mit Hülfe der Gegenmuttern die Entfernung vom Gelenk bis zum Ventil ändern und die Nachteile, welche die Abnützung der Gelenke mit sich gebracht haben, zum Teil beseitigen.

Wie weit ein Gelenk verschleissen kann, zeigt die *Fig. 555.*

90tes Beispiel. (Auslassventil.)

Der Niederdruckcylinder einer Kompoundmaschine zeigte nach mehrjährigem Betrieb eines Morgens schlechtes Vakuum unter gleichzeitiger Bewegung des hinteren Cylinderdeckels um 2—3 mm. Eine genaue Untersuchung ergab, dass der

Lenker des hinteren **Auslassventiles** bei *B* gebrochen, demzufolge auf dieser Seite kein Dampf austreten konnte, da das Ventil nicht mehr geöffnet wurde. Die Nuss des Lenkers, deren ursprüngliche Form durch *N* markiert ist,

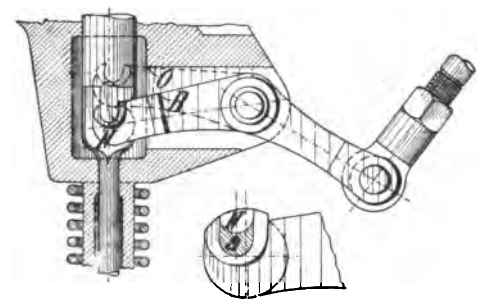


Fig. 555. Verschlissenes Gelenk am Auslassventil.

war um ca. 25 mm ausgeleiert durch den Keil der Ventilspindel. Dadurch kam der Lenker bei *O* am Ventilgehäuse zum Anliegen und brach. Die Reparatur erforderte eine Arbeit von ca. 5 Tagen.

Die bei dieser Anordnung verhältnismässig kleine Fläche *N* dürfte wohl als Ursache gelten. Das Material am Hebel selbst, sowie in der Mitnehmernuss war glashart.

Weniger Verschleiss des Mitnehmers dürfte die Konstruktion nach Anordnung *Fig. 556–557* ergeben. Hierbei ist das an der Ventilspindel befestigte Mitnehmerstück *N* rechteckig ausgebildet.

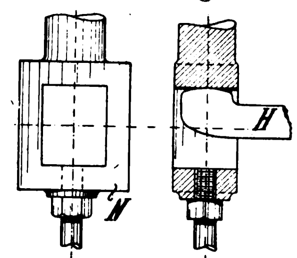


Fig. 556—557. Mitnehmeranordnung.

91tes Beispiel. (Ventilsteuerung.)

Eine **Kompoundmaschine** einer Phosphatmühle hat folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders	=	*846 mm,*
„ „ *Niederdruckcylinders*	=	*1287* „
Kolbenhub	=	*1270* „
Tourenzahl	=	*41*
Dampfdruck	=	*6,2 Atm.*

Während des Ganges der Maschine stellte sich ein **starkes Erschüttern und Würgen des Steuergestänges** bei *a* an *(Fig. 559)* der hinteren Cylinderseite des Hochdruckcylinders ein und zwar in solcher Stärke, dass man den Eindruck hatte, als müsste bald etwas brechen.

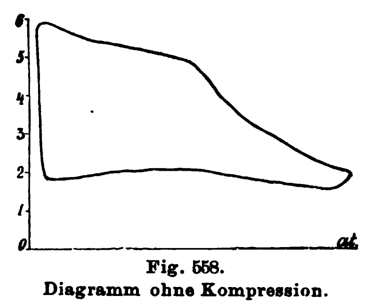


Fig. 558.
Diagramm ohne Kompression.

Das Würgen trat ein beim Anhub des Einlassventiles, so dass ich vermutete, letzteres sei nicht genügend entlastet, es wurde vom Frischdampf auf den Sitz gedrückt, und beim Beginn des Voreilens musste das Ventil durch das Steuergestänge mit grosser Kraft aufgerissen werden. Die Folge war das oben bereits erwähnte Würgen und Erzittern.

Die Indikatorversuche ergaben das in *Fig. 558* dargestellte Diagramm.

Es musste demnach dafür gesorgt werden, dass das Eröffnen des Einlassventiles leichter von statten ging und liegt das einfachste Mittel hierzu in der **Erhöhung der Kompression.**

Die **Kompression unterstützt das Anheben des Ventiles,** und je höheren Enddruck dieselbe hat, desto leichter wird sich das Ventil öffnen lassen.

Bei der vorliegenden sehr guten Konstruktion der unrunden Scheibe bezw. des Daumens *D* für das Auslassventil war die Erhöhung der Kompression sehr leicht.*)

---

*) Besteller von Ventilmaschinen sollten eine Konstruktion zur bequemen Veränderung der Kompression, wie die vorliegende, immer vorschreiben, da aus verschiedenen Gründen eine Änderung der Kompression notwendig erscheinen kann, so z. B. wenn eine Kondensationsmaschine als Auspuffmaschine benutzt werden soll. In diesem Falle ist immer eine **Verkleinerung** der Kompression notwendig. Auch das **Anlassen** der Maschine ist in der vorliegenden Konstruktion (für den Fall, dass die Hochdruckseite im toten Punkt steht) sehr bequem, indem durch Niederdrücken des Handhebels *H* etwas Frischdampf in das Überströmrohr, bezw. in den Niederdruckcylinder gelassen werden kann.

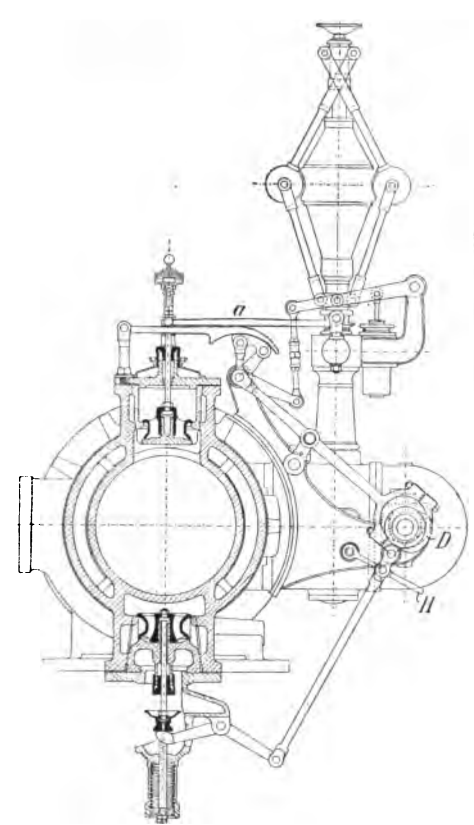


Fig. 559. Ventilsteuerung.

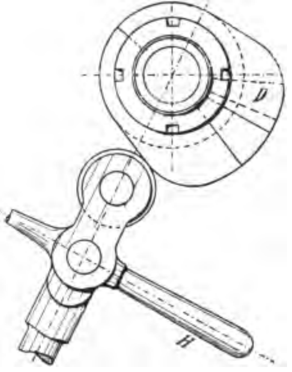


Fig. 560. Daumenstellung für geringe Kompression.

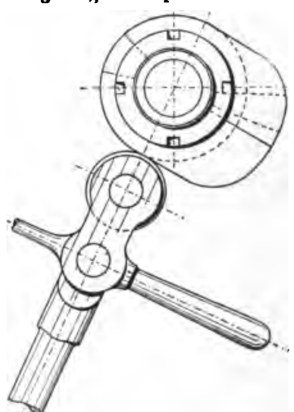


Fig. 561. Daumenstellung für hohe Kompression.



Fig. 563.

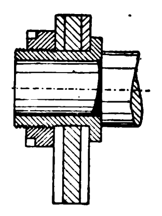


Fig. 562.

Die Maschine wurde angehalten, die den Daumen *D* festhaltende Mutter gelöst, der Daumen zusammengezogen (nach *Fig. 561*) und die Mutter wieder angezogen, so dass nach drei Minuten die Maschine wieder angelassen werden konnte.

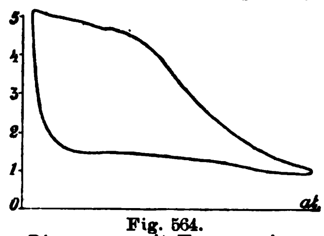


Fig. 564.
Diagramm mit Kompression.

Das Steuergestänge war nach dieser Umänderung vollständig ruhig und funktionierte tadellos.

In *Fig. 564* ist das entsprechende Indikatordiagramm dargestellt.

Es sei hier noch bemerkt, dass die Steuerung selbst (Patent Höffner) einen guten Eindruck machte.

92tes Beispiel. (Fehlerhafte Regulierung.)*)

Bei einer seit kurzem in Betrieb befindlichen **Kompound**dampfmaschine mit Ventilsteuerung, nach Anordnung *Fig. 568*, trat der nachteilige Umstand auf, dass der **Regulator** sehr **sprungweise** regulierte. So machte die Maschine eine Weile den Belastungsänderungen entsprechend eine abnormale grössere oder kleinere Tourenzahl, bis der Regulator mit einem **Ruck** die normale Umdrehungszahl herbeiführt.

Es handelt sich um eine Dampfmaschine, welche nebst dem Betriebe einer Mahl- und Walzenmühle diese noch mit elektrischem Lichte versehen musste; man kann sich daher lebhaft vorstellen, wie unangenehm es für den Besitzer der Maschine war, bei den in solchen Betrieben fortwährend auftretenden Belastungsänderungen durch das Einschalten eines Mahlganges oder Walzenstuhles plötzlich im Dunklen zu sein, oder beim Auslösen derselben wieder verbrannte Lampen zu erhalten.

Die Maschine hat folgende Hauptdimensionen:

350 mm Hochdruckcylinderdurchmesser,
500 „ Niederdruckcylinderdurchmesser,
600 „ gemeinsamen Hub,
100 Touren pro Minute.

Bei 10facher Gesamtexpansion und 9 Atm. Dampfüberdruck als Eintrittsspannung wurde indiziert und der

*) Mitgeteilt von Fachgenossen.

garantierte Dampfverbrauch von 8 kg pro indizierte PS. und Stunde trotz der mangelhaften Regulierung nicht überschritten.

Der Besitzer dieser Maschine wäre bis auf die Regulierung mit ihr sehr zufrieden gewesen. Bezüglich letzterer wurde der Regulator genau untersucht. Man fand, dass der in der Urne angeordnete Keil etwas schief eingepasst war und suchte man darin den Grund der Nichtregulierung.

Bedeutet R den Widerstand gegen das Verschieben der Muffe des Regulators, so ist für gut eingepassten Keil

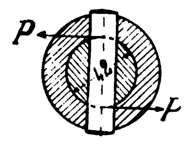
$$P \cdot r = \frac{M \cdot v^2}{2}; \qquad P = \frac{M \cdot v^2}{2 \cdot r}$$

Für unser Beispiel ist:
Hebelarm $r = 0{,}021$ m,
Umdrehungen $n = 220$ pro Minute,
Gewicht der Urne etc. $G = 60$ kg,
mithin

$$v = \frac{2 \cdot r \cdot \pi . n}{60} = \frac{2 \cdot 0{,}021 \cdot \pi \cdot 220}{60} \sim 0{,}5 \text{ m}$$

pro Sekunde,

$$M = \frac{G}{g} = \frac{60}{9{,}81} \sim 6$$



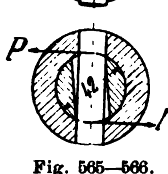


Fig. 565—566.

also

$$P = \frac{M \cdot v^2}{2 \cdot r} = \frac{6 \cdot 0{,}5^2}{2 \cdot 0{,}021} \sim 36.$$

Unter Zugrundelegung eines Reibungkoeffizienten von $\eta = 0{,}18$ ergiebt sich $R = 36 \cdot 0{,}18 = 6{,}4$ kg und, da 2 Flächen in Betracht kommen, $2 \cdot 6{,}4 = 12{,}8 \sim 13$ kg. Bei schlecht eingepasstem Keil wird diese Reibung verdoppelt, also 26 kg betragen. Ausserdem beträgt

$$r = 0{,}042\, m, \text{ also } v = \frac{0{,}042 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 220}{60} = 1,$$

mithin die Reibung $\frac{1^2}{0{,}5^2} \cdot 26 \sim 104$ kg.

Es wurde ein etwas stärkerer Keil in den Schlitz eingepasst, ohne dass dadurch eine wesentliche Besserung eintrat. Etwas besser war es wohl, aber der richtige Grund noch nicht gefunden.

Nun suchte man weiter und fand, dass sich die Regulatorwelle *r* bei jedem Ventilhub etwas durchbog. Die Maschine wurde abgestellt und nun versuchte man nach dem Loslösen der Zugstange diese Welle durch Drehen des Regulatorhebels *h* zu drehen, es ging dieses sehr schwer, trotzdem im kalten Zustand der Maschine keine Schwierigkeiten sich bemerkbar machten.

Die Regulierwelle besitzt an ihren Enden je eine runde Scheibe *s* in einem Lager der Steuerkonsole, um den Rückdruck auf den Regulator beim Ventilhub aufzuheben.

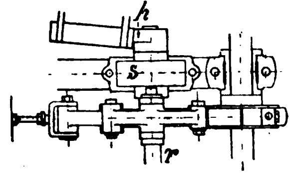


Fig. 567.

Dieses hat sich bei vielen Ausführungen sehr gut bewährt Hier waren diese Scheiben gut eingepasst.

Nun wurden die Konsolen von dem Dampfcylinder erwärmt, sie dehnten sich etwas aus, der Regulatorbock war an dem Rahmen angeordnet, dadurch fand ein **Klemmen** des **Regulatorstellzeuges** statt. Dieses ist bereits eine richtige Ursache der schlechten Regulierung. Ferner fand durch das **Durchbiegen** der **Regulierwelle** ein Klemmen der Entlastungsscheiben in ihren Lagern statt.

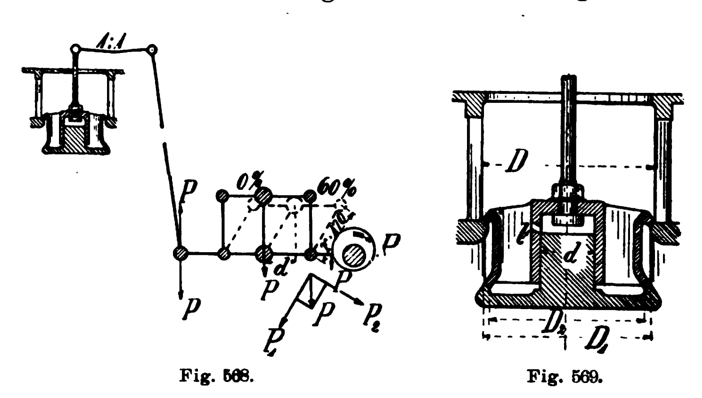


Fig. 568. Fig. 569.

Nun war die Maschine aber bereits des öfteren ausgeführt und bei gleicher Dimensionierung noch nie ein solches Durchbiegen aufgetreten. Was mag die Ursache sein? Jedenfalls ein sehr grosser Druck auf diese Welle,

oder mit anderen Worten, es ist eine sehr grosse Kraft zum Anheben der Ventile erforderlich, dadurch ein in prozentualem Verhältnis damit stehender Rückdruck auf den Regulator vorhanden.

Betrachten wir uns dies näher:

Um das Ventil zu heben, ist eine Kraft P am Hebel a resp. im Excenterarm nötig, wodurch auf die Regulierwelle ein Druck von etwa $2\,P$ wirkt.

Um diesen Druck auf ein Minimum zu reducieren, wird das Einströmventil teilweise entlastet und zwar so, dass ein Loch l in die Ventilnabe gebohrt wird (*Fig.* 569), dadurch wirkt nach Schluss des Ventiles nur der Dampfüberdruck auf die Fläche und die Schlussfederkraft F,

also $$P = F + \frac{\pi}{4}(D^2 - D^2_2) \cdot p.$$

Nun hatte man jedoch das Bohren dieses Loches übersehen, dadurch wurde selbstverständlich die Kraft P bedeutend grösser und zwar

$$P = F + \frac{\pi}{4}(D^2 - D^2_2 + d^2) \cdot p.$$

Diese grosse Kraft P wirkt nun bei grösserer Füllung auf den Arm d, wodurch ein verdrehendes Moment

$$M_d = 2\,Pd$$

entsteht, das durch das Regulatorstellzeug direkt auf den Regulator wirkt und ihn aus seiner Gleichgewichtslage zu bringen trachtet. Dieses schädliche Bestreben wurde aber durch Klemmen neutralisiert, der Regulator faktisch unempfindlich gemacht und erst bei grosser Touränderung kam er zur Wirkung.

Dieses Loch l wurde nach dem Herausnehmen der beiden Ventile in dieselben gebohrt, den beiden Entlastungsscheiben Luft gegeben in ihren Lagern und nun geht die Maschine äusserst exakt, ökonomisch und ruhig zur vollsten Zufriedenheit ihres Besitzers.

93tes Beispiel. (Fehlerhafte Steuerung.)*)

Es handelt sich um eine **Kompoundfördermaschine** von folgenden Hauptdimensionen:

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

Hochdruckcylinderdurchmesser . . . . . *630 mm*,
Niederdruckcylinder „ . . . . . *900* „
Hub . . . . *1000* „

Die Maschine ist in ihrer Bauart ganz kräftig und gefällig gehalten, so dass äusserlich nichts daran auszusetzen wäre.

Die **Steuerung** ist eine Ventilsteuerung mittelst Hubknaggen und Räderantrieb.

Fig. 570 und 571 sind Diagramme, die bei ganz ausgelegtem Steuerhebel, also bei grösster Cylinderfüllung genommen sind. Dieselben lassen auf der Hochdruckseite Drosselung des Eintrittsdampfes und schlechten Austritt erkennen.

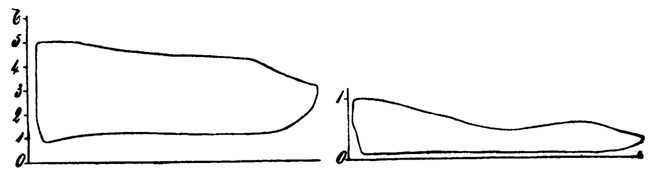


Fig. 570—571.

Fig. 572 und 573 zeigen Diagramme, die bei kleinerer Cylinderfüllung genommen sind. Die Expansion im Niederdruckcylinder geht bis zu einem Vakuum von — 0,2 Atm., also viel zu weit, denn dieses Vakuum muss die Maschine mit Kraftaufwendung erzeugen und ist diese ebenso nachteilig wie ein Gegendruck von 0,2 Atm.

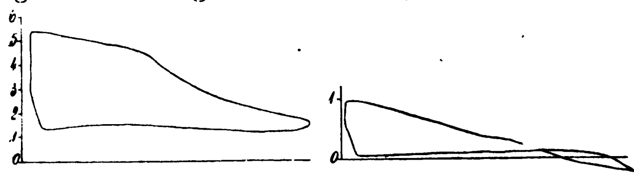


Fig. 572—573.

Aus den Diagrammen ergiebt sich eine sehr ungleichmässige Verteilung der Arbeit auf beide Maschinenseiten und hierin liegt der eigentliche und grösste Übelstand.

Es beträgt die wirksame Fläche

des Hochdruckkolbens . . . . 3038 qcm,
des Niederdruckkolbens . . . . 6283 „

Der mittlere Druck aus dem Diagramm

Fig. 570 . . . . . 3,1 Atm.,
Fig. 571 . . . . . 0,524 „

Folglich ist der Druck auf den Hochdruckkolben $3038 \cdot 3,1 = 9418$ kg und der Druck auf den Niederdruckkolben $6283 \cdot 0,524 = 3292$ kg. Der Hochdruckcylinder leistet also $\frac{9418}{3292} = 2,86$ mal so viel wie der Niederdruckcylinder.

Infolge dieser Verteilung der Leistung auf die beiden Seiten arbeitet die Maschine sehr **ungleichmässig.** Die Schwungmassen der Fördertrommeln genügen nicht, um diese Ungleichmässigkeiten auszugleichen.

Die unangenehmen Folgen des ungleichmässigen Ganges waren starkes Schlagen der Förderseile und **ruckweises Gehen des Förderkorbes,** wobei einigemale sogar die Fangvorrichtung in Thätigkeit trat. Sehr unangenehm machten sich die Bewegungen des Förderkorbes bei der Personenbeförderung fühlbar, so dass eine Abstellung des Übelstandes erforderlich wurde.

Die Maschinenfabrik, die die Maschinen vor einigen Jahren geliefert hatte, wurde auf den Übelstand aufmerksam gemacht und dieser auch die Diagramme unter Hinweis auf die Fehler derselben zugesandt. Es folgte hierauf der Bescheid, dass die Maschine noch zu wenig belastet sei, um schon eine gleichmässige Verteilung der Arbeit auf beiden Seiten zu haben. Bei der zukünftigen Förderung aus bedeutender Teufe werde das schon von selbst besser werden.

Damit war aber das Richtige nicht getroffen, denn bei der Cylinderfüllung nach Diagramm *Fig. 572 und 573* war die Geschwindigkeit der Maschine schon eine zu geringe und mit der Förderung aus grösserer Teufe war eine wesentlich stärkere Belastung der Maschine nicht zu erwarten, da die Förderseile ausgeglichen sind und eine Zunahme der Belastung nur durch die erforderlich werdenden längeren, folglich auch schwereren Seile und dadurch herbeigeführter stärkerer Reibung in den Hauptlagern und sonstigen Maschinenteilen erfolgen könnte.

Auf den Bescheid der Maschinenfabrik blieb die Maschine vorläufig so, bis man sich später selbst zu helfen suchte.

In *Fig. 574* ist die Steuerung der Maschine, die auf beiden Seiten bis auf die Form der Hubknaggen gleich

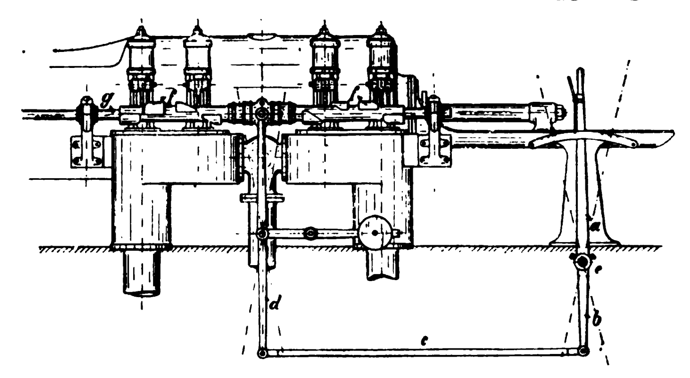


Fig. 574.

ist, dargestellt. Die Hubknaggen für den Einlass zeigt *Fig. 575.* Bei vollständig ausgelegtem Steuerhebel *a* nach vorne oder hinten kommt die volle Breite *a*—*b* des Hubknaggens zur Geltung, wodurch dem Cylinder die grösste Füllung, ca. 90 % gegeben wird. Wird der Steuerhebel *a* mehr seiner Mittelstellung genähert, so dass die Breite *c*—*d* des Hubknaggens das Einlassventil öffnet, dann beträgt die Cylinderfüllung ca. 70 % und bei *e*—*f* ca. 50 %. Die Stärke der Hubknaggen der Niederdruckseite verhielt sich zu der Hochdruckseite so, dass die Füllung im grossen Cylinder in jeder Hebelstellung 10—15 % grösser als wie im kleinen Cylinder war.

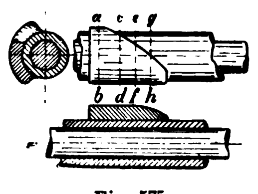


Fig. 575.

Bei dieser Beschaffenheit der Steuerung war während des Betriebes der Maschine der Druck im Receiver ein zu niedriger und kam selten bis zu einer Atm. Infolgedessen war die Leistung des Niederdruckcylinders so bedeutend kleiner wie die des Hochdruckcylinders. Hätte die Maschine mit Kondensation arbeiten können, dann wären die Leistungen beider Cylinder annähernd gleiche geworden, da dieses aber nicht der Fall war, so bestand das oben angeführte Leistungsverhältnis.

Um die Leistungen beider Maschinenseiten auszugleichen, musste die Receiverspannung höher werden, damit der Gegendruck auf den kleinen und der wirksame Druck auf den grossen Kolben grösser wurde. Dieser liess sich dadurch erreichen, dass dem grossen Cylinder kleinere Füllung gegeben wurde.

Kleinere Füllung des Niederdruckcylinders wäre durch entsprechende Bearbeitung der Hubknaggen zu erreichen gewesen, doch wurde vorläufig davon abgesehen und statt des Hebels *b* ***Fig. 574*** ein Hebel *b* ***Fig. 576*** angefertigt und eingesetzt. Wie aus der Figur ersichtlich, hat der Hebel verschiedene Löcher und gestattet dadurch den Angriff der Verbindungsstange *c* in beliebiger Entfernung vom Drehpunkte *e*. Je näher dem Drehpunkte *e* am Hebel b_1 die Verbindungsstange *c* angreift, je kleiner wird bei der Bewegung des Steuerhebels *a* die Verschiebung der Steuerwelle *g* mit dem Hubknaggen *f*. Hierdurch wird es möglich, den Ventilhebel auf der Niederdruckseite stets an einer schmäleren Stelle des Hubknaggens arbeiten zu lassen, wie den Ventilhebel auf der Hochdruckseite und hat es so in der Hand, die Füllung des Niederdruckcylinders gegen die des Hochdruckcylinders beliebig kleiner oder grösser zu machen.

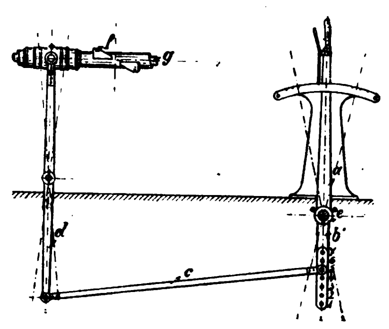


Fig. 576.

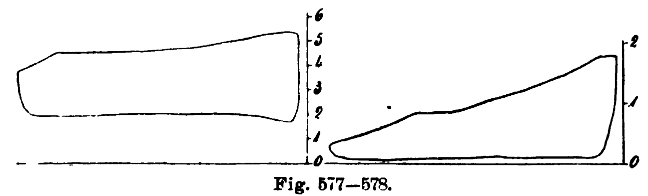


Fig. 577—578.

Durch Indikatorversuche wurde der richtige Angriffspunkt am Hebel *b* gesucht und dann die Diagramme ***Fig. 577 und 578*** bei ganz ausgelegtem Steuerhebel *a* gewonnen.

Der mittlere Druck aus dem Diagramm *Fig. 574* ist ca. 2,75 Atm. und der mittlere Druck aus dem Diagramm *Fig. 578* ca. 0,92 Atm., folglich der Druck auf den Hochdruckkolben 3038 · 2,75 = 8354 kg und der Druck auf den Niederdruckkolben 6283 · 0,92 = 5780 kg. Hiernach verhält sich also die Leistung des Hochdruckcylinders zu der des Niederdruckcylinders wie 1,44 zu 1, ein Verhältnis, mit dem man sich zufrieden gab, da die Übelstände, die sich bei dem früheren Verhältnis geltend machten, fast ganz beseitigt waren.

Fig. 579, 580 und 581 zeigen Diagramme, die bei kleinerer Füllung des Hochdruckcylinders genommen sind.

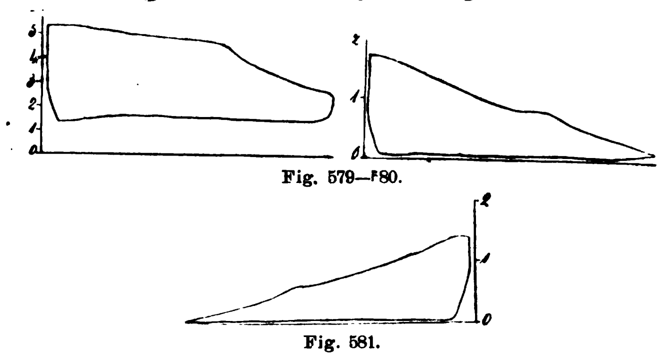


Fig. 579—580.

Fig. 581.

Durch die Verkleinerung der Füllung auf der Niederdruckseite hatte sich nun aber ein anderer Übelstand eingestellt, der glücklicherweise nicht von zu grosser Bedeutung war und sich auch leicht abstellen liess.

Bei Revision des Schachtes, des Pumpengestänges etc., ist ein **langsamer Gang** der Maschine erforderlich, der nur bei fast voller Füllung beider Cylinderseiten zu erreichen ist, da es sonst Punkte giebt, über die die Maschine nicht hinauszubringen ist. Bei der kleineren Cylinderfüllung der Niederdruckseite war dieses nun auch der Fall. Da der langsame Gang der Maschine sich nur selten — einigemale in der Woche — erforderlich macht, so wird dieser einfach dadurch ermöglicht, dass die Verbindungsstange c in das unterste Loch des Hebels b_1 versteckt und somit dem Niederdruckcylinder die ursprüngliche grosse Füllung gegeben wird.

Der Regulator.

Eine allgemeine Anordnung zeigt *Fig. 582–606.* Vom Regulator ist nur die Spindel gezeichnet, Kugeln und Urne fortgelassen.

Ein

Zucken des Regulators,

und zwar während jeder Umdrehung der Maschine zweimal, findet bei vielen Dampfmaschinen statt. Die Folgen dieses Fehlers sind starker Verschleiss aller Gelenke der Steuerung und somit nach verhältnismässig kurzer Zeit unrichtiges Funktionieren derselben, also falsche Dampfverteilung.

In den Prospekten der Maschinenfabrikanten findet man häufig bei Anpreisung irgend einer patentierten Ventilsteuerung mit besonders fetten Typen gedruckt:

„Jeder Rückdruck auf den Regulator ist bei dieser Steuerung vermieden.“

An der Hand einer dem Prospekte beigedruckten Zeichnung wird es auch haarscharf nachgewiesen, dass ein Rückdruck (welcher immer zur Zeit des Anhubes des Einströmventiles eintritt) unter keinen Umständen erfolgen kann.

Dies klingt alles sehr schön und ist auch theoretisch richtig, wie sieht es aber in der Praxis aus?

Gerade viele Patentventilsteuerungen, bei welchen der Schwerpunkt bei der Anpreisung auf den oben erwähnten Satz gelegt wird, äussern einen so bedenklichen Rückdruck auf den Regulator, dass die Gelenke der Steuerung in kurzer Zeit ausschleissen, falsche Dampfverteilung und alle Jahre ein neues Einsetzen von Gelenkbolzen und Büchsen veranlassen.

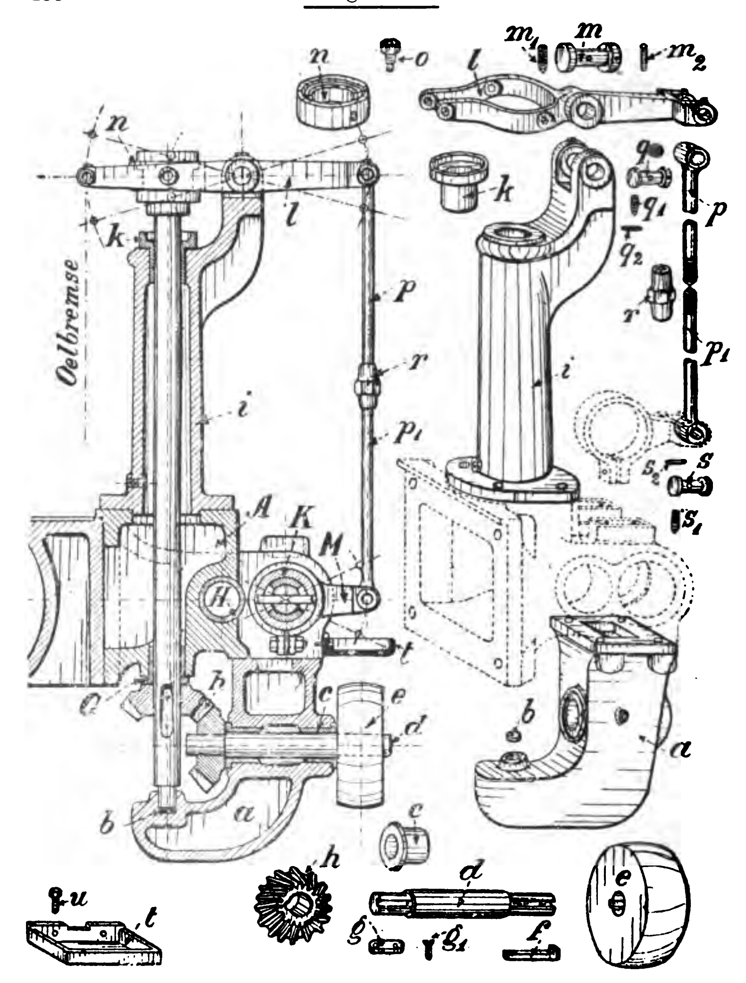


Fig. 582—606. Regulatorgestänge.

a **Konsol,** *b* **Stahlspur** für die Regulatorspindel, *c* **Lagerbüchse** der Antriebswelle, *d* **Regulatorantriebswelle,** *e* **Riemscheibe** zum Regulatorantrieb, *f* **Keil** zu *e*. *g* **Federkeil** zu *h*, g_1 **Stiftschrauben** zu *g* und *d*, *h* zwei konische **Zahnräder,** *i* Regulator-**Säule,** *k* **Grundring** zur Regulatorspindel, *l* **Regulatorhebel,** *m* Bolzen mit Mutter, m_1 Stiftschräubchen zu *m*, m_2 Splint zu *m*, *n* **Gleitring,** *o* Schrauben zu *n*, *p* und p_1 **Zugstangen,** *q* Bolzen zu *p*, q_1 Stiftschräubchen zu *q*, q_2 Splint zu *q*, *r* Muffe mit Rechts- und Linksgewinde, *s* Bolzen mit Mutter, s_1 Stiftschräubchen zu *s*, s_2 Splint zu *s*, *t* **Schmierölfänger,** *u* Stiftschrauben dazu.

Die Ursache des besprochenen Fehlers liegt wohl meist darin, dass in Bezug auf Ventilsteuerung das Patentfieber täglich neue Konstruktionen erzeugt und dass letztere sehr häufig von unerfahrenen Konstrukteuren durchgebildet werden, welche sogar Konstruktionszeichnungen liefern, ohne genügende praktische Erfahrung zu haben.

94tes Beispiel. (Steuergestänge und Regulator.)

Eine **Kompoundmaschine** von

Durchmesser des Hochdruckcylinders .	*360 mm*,
" " *Niederdruckcylinders*	*540* "
Kolbenhub	*710* "
Dampfdruck	*7 Atm.*
Umdrehungen pro Minute	*80.*

Der Lieferant der Maschine zählt in seinen Prospekten die Eigenschaften der Steuerung auf und sagt dann zum Schluss:

„Durch diese hervorragenden Eigenschaften der Steuerung sind die Maschinen sehr unabhängig von der Wartung und dauernd ökonomisch im Dampfverbrauch."

Die oben erwähnte Maschine, zum Betriebe zweier Dynamomaschinen, wurde geliefert, montiert und in Betrieb gesetzt; sie wollte jedoch ihre Arbeit nicht verrichten, zeigte einen sehr **unregelmässigen Gang**, schlechte Regulierung u. s. w. Der Monteur wusste sich nicht zu helfen, und es erschien der Konstrukteur der Ventilsteuerung selbst an Ort und Stelle.

Nach eifrigem Forschen fand er denn, dass einige Hebel am Niederdruckcylinder verkehrt aufgekeilt waren.

Nach Beseitigung dieses Fehlers lief die Maschine einigermassen, zeigte aber immer noch bei wechselndem Kraftbedarf unregelmässigen Gang.

Als ein ganz besonderer Fehler ist jedoch das **Zucken des Regulators** erwähnenswert; dieses tritt bei jedem Hub zweimal ein und zwar immer in dem **Moment des Ventilanhubes** im Hochdruckcylinder.

Fig. 458 zeigt schematisch die Steuerung im Moment des Anhubes; würde letzterer thatsächlich in diesem

Moment erfolgen, so wäre ein Rückdruck bezw. ein Zucken des Regulators nicht möglich.

Zum leichteren Verständnis ist in *Fig. 607* die Seitenansicht dargestellt. Der Hebel *Q* wird vom Excenter be-

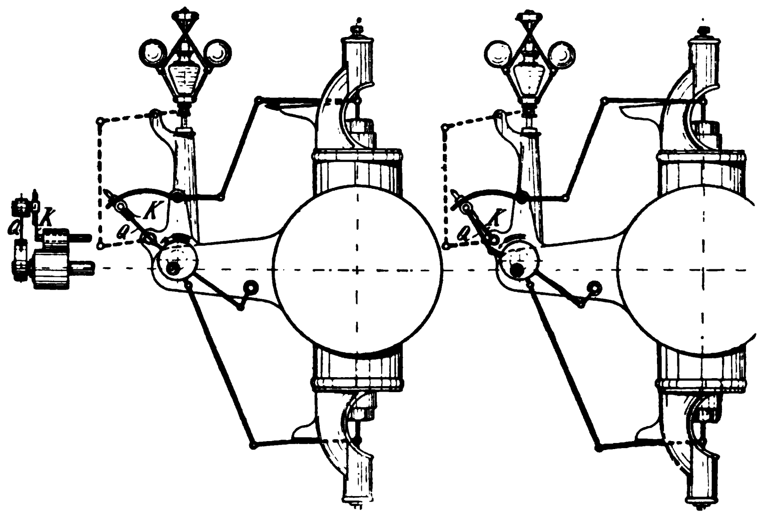


Fig. 607. Fig. 608. Fig. 609. Ventilsteuerung.

wegt und hat in seiner oberen Gabel eine Rolle, welche auf den Steuerungshebel während der Periode der Ventilöffnung drückt.

Der Hebel *K* steht mit dem Regulatorgestänge in Verbindung und bewirkt, je nach seiner Stellung, grössere oder kleinere Füllung. (Die Seitenansicht, *Fig. 607*, ist noch einmal in $^1/_6$ natürlicher Grösse in *Fig. 611* dargestellt.)

Wie schon erwähnt, würde bei der Stellung für den Ventilanhub nach *Fig. 608* ein Rückdruck auf den Regulator nicht stattfinden. In Wirklichkeit erfolgt das Anheben des Ventiles in der Stellung, welche in *Fig. 609* gezeichnet ist. Die Folge davon ist ein starker Rückdruck auf den Regulator, weil die Hebel *Q* und *K* nicht mehr in einer Richtung liegen.

Und weshalb erfolgt der Anhub des Ventiles später als beabsichtigt?

Weil die Einlassventile **zu wenig entlastet** und die **Steuergestänge zu schwach** sind; letztere biegen sich durch, so dass die Verzögerung der Ventileröffnung eintritt.

Was nun die Fehler an der Steuerung noch anbetrifft, so sei hier die falsche Anordung bezw. Herstellung der bereits erwähnten Gabelstange Q und des Hebels K besprochen.

In dem runden Ansatz des Hebels K befindet sich eine Führungsnute für den Rollenträger **von 6 mm Breite.** In *Fig. 611* rechts oben ist diese Nute in natürlicher Grösse dargestellt. In Anbetracht des **Eckens und Würgens** der Steuerungsteile kann es kaum einige Monate dauern, und die Nute bezw. der Führungskeil für die Nute ist **ausgeschlissen,** die Dampfverteilung wird unrichtig und eine Erneuerung des Mechanismus erforderlich. Infolge des erwähnten Verschleisses kam es, dass die Rolle R um den Winkel a hin und her schlotterte.

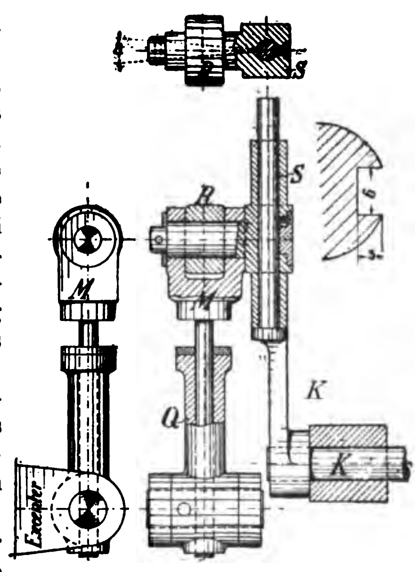


Fig. 610—611.
Steuerung des Hochdruckcylinders.

Der Konstrukteur konnte aber auch keine mangelhaftere Führung des Leitstückes wählen, als den 6 mm breiten Federkeil. Vor vielen Jahren (auch noch heute) wurden Dampfmaschinen mit Meyerscher, von Hand verstellbarer Expansionssteuerung gebaut und die Büchse, auf welcher das Handrad sitzt, ist ebenfalls mit einem Federkeil versehen. In allen Fällen ergab sich die Führung durch Federkeil als unzureichend. Später bildete man die ganze Expansionsschieberstange vierkantig aus und erzielte etwas bessere Resultate.

Wenn also schon hier (wo doch eine Drehung durch das Handrad selten bewerkstelligt wurde) ein starker Verschleiss sich zeigte, um so mehr ist bei der eben erwähnten

Anordnung *Fig. 611* ein frühzeitiger Verschleiss zu befürchten, da hier immerwährendes Ecken des Führungsstückes eintritt.

Es hätte die Führung aus einem Vierkant von etwa 25 mm Stärke ausgeführt sein oder eine Konstruktion gewählt werden müssen, bei welcher der seitliche Angriff der Stange Q vermieden ist.

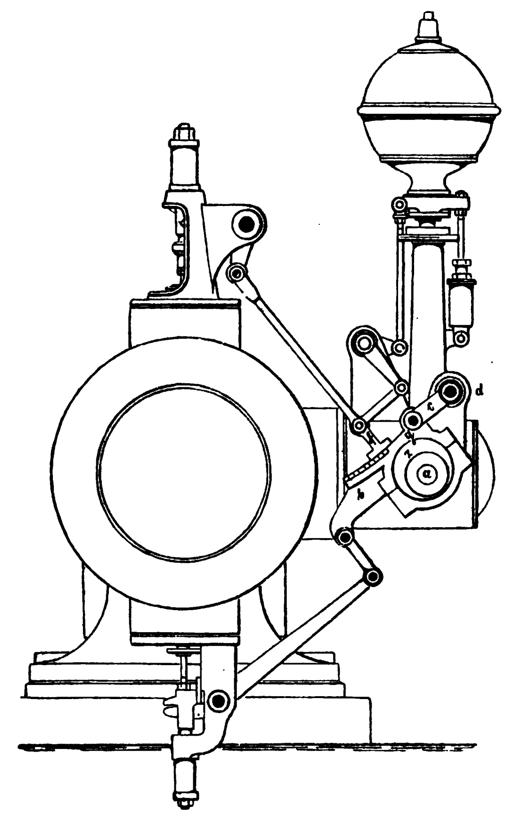


Fig. 612. König-Steuerung.

Um nun noch einmal auf das **Zucken des Regulators** zurückzukommen, so sei bemerkt, dass dieses an allen Ventilsteuerungen vorkommen kann, wenn die Konstruktion der Steuergestänge eine unrichtige, der

Anhub des Einlassventiles zu viel Kraft erfordert oder das Steuergestänge zu schwach dimensioniert ist.

Es sind in *Fig. 612 und 613* zwei Patentventilsteuerungen dargestellt; beide zeigen uns das Steuergestänge im Moment des Anhubes der Einlassventile. Bei genauer Betrachtung der Figuren erkennt man,

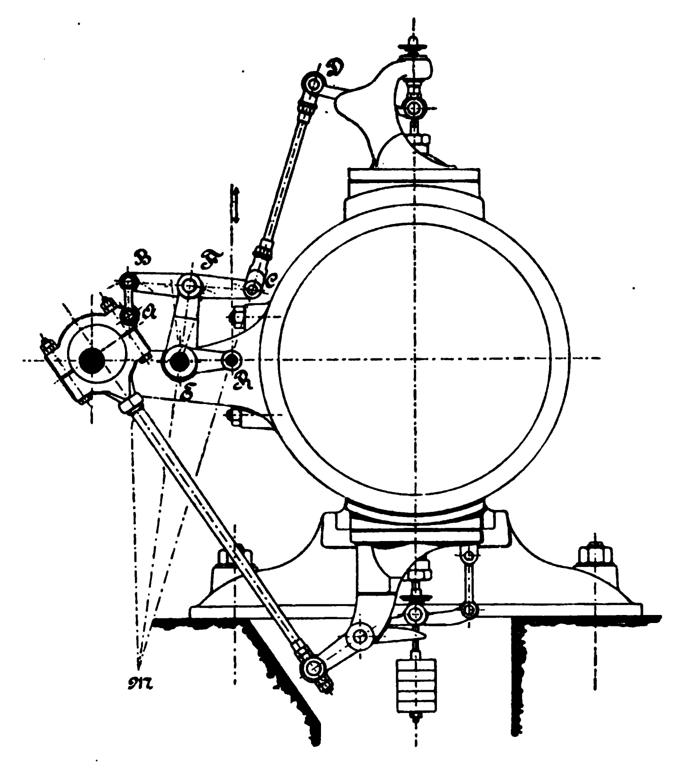


Fig. 613. Widnmann-Steuerung.

dass ein Rückdruck auf den Regulator nicht eintritt, da der durch das Excenter erzeugte Druck senkrecht auf die Achse *E* wirkt.

Nehmen wir auch hier an, die Einlassventile bedürfen zu viel Kraft zum Anheben und die Steuergestänge sind verhältnismässig schwach dimensioniert

oder auch die Gelenke der letzteren etwas ausgeschlissen, so erfolgt der wirkliche Ventilanhub nicht in der gezeichneten Stellung, sondern etwas später; der Druck wirkt auf die Achse *E* nicht mehr senkrecht und als Folge ergiebt sich ein Zucken des Regulators, wie vorher beschrieben.

Die Regulatorspindel.

Unter **Regulatorspindel** versteht man die vertikale Achse, auf welcher der Regulator befestigt ist. Diese Regulatorspindel hat schon viel Unheil angerichtet, so dass es Wunder nimmt, immer noch falsche

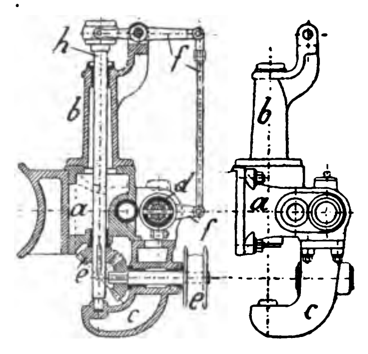


Fig. 614. Spindel in Spur gelagert.

Ausführungen zu finden. Als wichtigste Regel sei erwähnt, dass die Regulatorspindel unten in einer Spur laufen soll, wie z. B. in ***Fig. 614*** dargestellt.

Die Anordnung eines **Tragbundes** *b* nach ***Fig. 615***, welcher in der Metallbüchse *c* lagert, ist verwerflich, besonders bei Anwendung von schweren Regulatoren.

95tes Beispiel. (Fressen der Regulatorspindel.)

Mir sind eine Anzahl Fälle bekannt, bei welchen die Laufflächen beim Bunde *b* und der Büchse *c* gefressen und abgenutzt hatten. Die Regulatorspindel rückt dadurch nach

unten; die **conischen Räder** kommen zum Aufliegen, und es erfolgt unter Umständen Bruch der Räder. Ein solcher Fall kann längere Betriebsstörung verursachen.

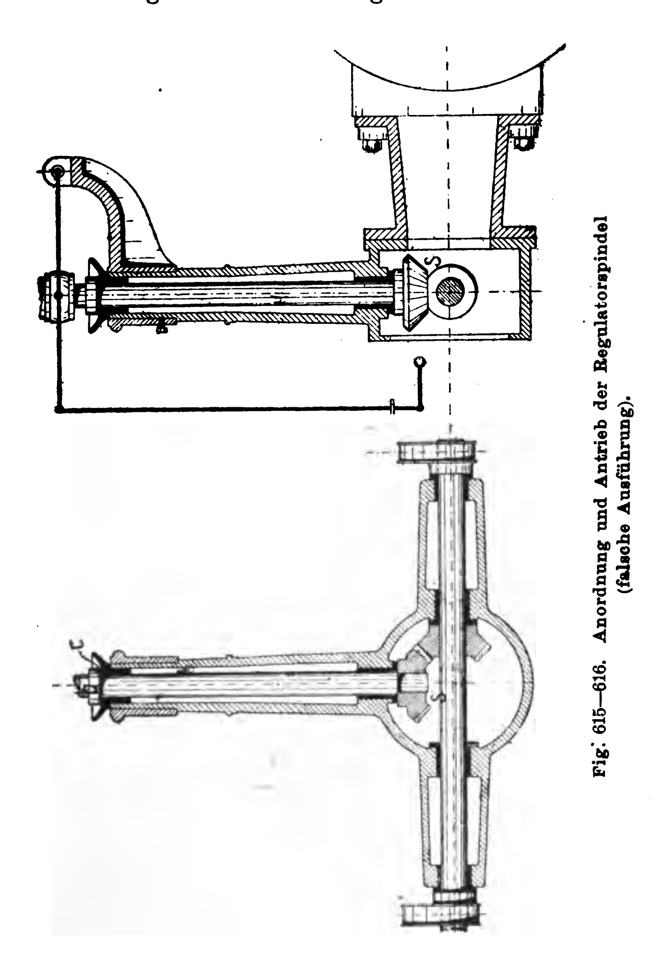


Fig. 615—616. Anordnung und Antrieb der Regulatorspindel (falsche Ausführung).

Man ordnet dann nachträglich noch ein **Spurlager** an. Dieses lässt sich aber in vielen Fällen schlecht machen. Bei der Ausführung *(Fig. 615)* musste bei S ein Flacheisen angebracht werden, in welchem die Spindel durch eine kleine Spur getragen wurde.

96tes Beispiel. (Undichtigkeit der Ventilspindel.)*)

An einem Expansions-Regulierapparat war die Stopfbüchse der Ventilstange schlecht dichtzuhalten. Wurde dieselbe so stark angezogen, bis sie dicht war, dann arbeitete der Apparat nicht mehr richtig, denn die Spindel fiel bei der starken Stopfbüchsreibung nicht.

Es blieb somit nichts anderes übrig, als das unleidliche Blasen der Stopfbüchse geduldig mitanzusehen.

Mit der Zeit wurde es immer schwerer, die Stopfbüchse dicht zu halten und schon bei mässigem Anziehen derselben arbeitete der Apparat schlecht. Der Gang der Maschine war dann ein sehr unregelmässiger, so dass man sich schliesslich genötigt sah, den Apparat auseinander zu nehmen und zu untersuchen. Es fand sich, dass die Ventilspindel in der Stopfbüchse um mehr denn einen Millimeter im Durchmesser abgenommen hatte und ein regelrechtes Niederfallen derselben, wenn die Stopfbüchse angezogen wurde, daher nicht mehr möglich war.

Es wurde nun eine neue Spindel angefertigt und nachdem dieselbe eingesetzt, arbeitete der Apparat wieder gut, doch dauerte es nur etwa ein Jahr, bis sich dieselben Übelstände nach und nach wieder eingestellt hatten. Es wurde nun wiederum eine neue Spindel angefertigt und die Stopfbüchse versuchsweise mit einer Metallpackung wie *Fig. 617* zeigt, versehen.

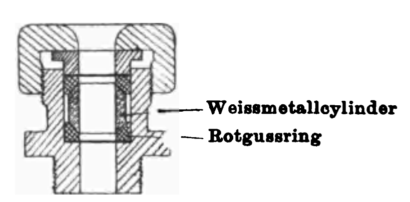


Fig. 617. Stopfbüchse mit Metallpackung.

Diese bewährt sich ganz vorzüglich, denn die Stopfbüchse bleibt, ohne nachgezogen zu werden, dicht, die Spindel fällt leicht und der ganze Apparat arbeitet sehr gut, so dass der Gang der Maschine ein ganz regelmässiger ist.

---

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

Der Maschinist, der früher jede Woche seine Stopfbüchse einigemale lidern musste, hat seine helle Freude daran.

Da der Verschleiss bei Verwendung von Metallpackung sowohl an der Stange, wie auch an der Packung selbst ein sehr geringer ist, so ist ein dauernd gutes Dichthalten der Stopfbüchse und Funktionieren des Apparates zu erwarten.

Durchgehen der Maschine.

Diese Krankheit verdient ganz besondere Beachtung, da sie fast immer **längeren Betriebsstillstand** und sehr häufig Verluste an Menschenleben nach sich zieht.

Die bis jetzt bekannten Unfälle dieser Art lassen auf folgenden Hergang schliessen:

Durch irgend einen Umstand, sei es durch Reissen des Hauptriemens, Lösen einer Verbindung im Steuerungsmechanismus u. s. w. nimmt die Maschine eine übernormale Tourenzahl an, welche sich so hoch steigert, dass der Schwungradkranz der auftretenden Centrifugalkraft nicht mehr genug Widerstand bietet; er reisst und die Stücke fliegen tangential vom Radumfang ab ***(Fig. 621).*** Hierauf bricht das Hauptlager, dann die Treibstange, der Kreuzkopf und sehr häufig wird noch der Cylinderdeckel durch den Dampfkolben zertrümmert.

Eine **schneidig durchgehende Maschine** kann unter Umständen eine Erneuerung fast sämtlicher Hauptteile bedingen und auch sonst noch durch Zertrümmerung von in der Nähe stehenden Maschinen und Gebäuden grossen Schaden anrichten. Für uns ist es demnach sehr wichtig, die Punkte zu erörtern, welche ein **Durchgehen der Maschine veranlassen** können. Da müssen wir mit dem Konstrukteur ein Hähnchen rupfen.

Schon beim Entwurf der Steuerung, also beim Aufzeichnen der Dampfkanäle werden die grössten Dummheiten gemacht.

97tes Beispiel. (Falsche Steuerung.)

So sahen wir eine Maschine von einer renommierten Maschinenfabrik ausgeführt, welcher als kleinster Füllungsgrad 0,1 zu Grunde gelegt war. Beim Ausrücken von Arbeitsmaschinen war eine zu Zeiten sehr schwache Belastung der Maschine nicht zu vermeiden, der Regulator ging hoch. Seiner höchsten Stellung entsprach aber noch ein **Füllungsgrad von 0,1**, und die Maschine ging durch, wenn nicht der Maschinist immer rechtzeitig nach dem Absperrventil gesprungen wäre.

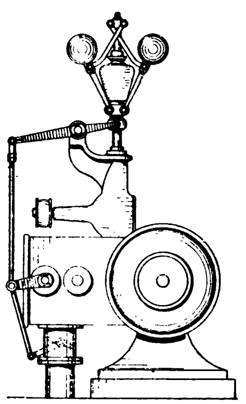


Fig. 618. Regulator wirkt auf Expansion und Drosselklappe.

Der Empfänger war natürlich mit dieser Art und Weise, eine Maschine zu bedienen, nicht einverstanden. Der Lieferant half dem Übel ab durch Anbringung einer Drosselklappe nach *Fig. 618.* Durch letztere wurde der Dampf bei höchster Regulatorstellung vollständig abgesperrt und ein Durchgehen der Maschine verhindert.

Der nicht denkende Konstrukteur, welcher die Maasse zur Steuerung aus irgend einem Kalender entnommen, hat hoffentlich durch diese Lehre eine Anregung zum Denken und Verfolgen der neuesten Speciallitteratur erhalten.

Es mag als Regel für alle Maschinengattungen gelten:

Kleinster Füllungsgrad 0,0 für gewöhnliche Maschinen
" " — 0,02 für Kondensations- "
(mit grossen schädlichen Räumen).

Betreffs des letztgenannten **negativen Füllungsgrades** von 0,02 also 2 % findet man häufig noch irrige Auffassung. Denken wir uns eine Maschine mit 0 Füllung, so schliesst der Expansionsschieber den Dampfeintritt ab, wenn die Kurbel im toten Punkte steht.*) Der schädliche Raum ist jedoch mit Frisch-

*) Beachte Abschnitt VI: Das Einstellen der Steuerung.

dampf gefüllt, dieser expandiert und ist unter Umständen imstande, ein Durchgehen der Maschine zu veranlassen.

Bei Maschinen mit Kondensation und grossen schädlichen Räumen wird dieser Umstand viel eher eintreten, als bei Auspuffmaschinen.

Sorgen wir nun dafür, dass bei der kleinsten Füllung der Frischdampf überhaupt nicht in den schädlichen Raum gelangen kann.

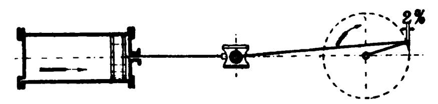


Fig. 619. Negativer Füllungsgrad, in höchster Stellung des Regulators schliesst das Dampfeinlassorgan bereits in der Kurbelstellung Fig. 619 (etwa 2°/₀ des Kolbenweges vor dem toten Punkte), noch bevor die Voreilung begonnen.

Schliessen wir also den Dampfeintritt, noch **bevor die Voreilung** begonnen, so gelangt überhaupt kein Dampf in den schädlichen Raum; ein **Durchgehen der Maschine** kann also nicht stattfinden.

Nehmen wir eine Maschine **ohne Regulator** an, wie z. B. Walzenzugmaschinen, so kommt hauptsächlich in Betracht:

1. **Von Hand verstellbare Expansion,** d. h. eine solche, bei welcher der Maschinist je nach der gewünschten Tourenzahl den Expansionsgrad von Hand einstellt.
2. **Fixe Expansion,** bei welcher der Maschinist die Tourenzahl am Absperrventil reguliert.

In beiden Fällen kann auch durch Versagen der Steuerung oder des Absperrventiles ein Durchgehen der Maschine veranlasst werden. Hier ist es immer von Vorteil, wenn sich in der Nähe des Maschinisten noch ein zweites Dampfabsperrorgan befindet, welches im Notfall geschlossen werden kann.

Als **zweite Ursache**, welche ein Durchgehen der Maschine veranlassen kann, gilt die Konstruktion und Ausführung des Steuergestänges, und findet man hier die leichtfertigsten und widersinnigsten Ausführungen.

Insbesondere den Sicherungen der Schrauben und Bolzen wird wenig Wert beigelegt, und diese sind sehr häufig die Ursache von Unfällen.

Über die Verheerungen, welche selbst eine kleinere Maschine infolge Durchgehens anrichtet, kann sich nur derjenige eine Vorstellung machen, welcher Gelegenheit hatte, eine derartige Unglücksstätte zu besichtigen.

Wir wollen in nachstehendem einen Fall, welcher kürzlich in Schlesien passierte, beschreiben, und dem Leser denselben möglichst anschaulich machen.

98tes Beispiel. (Durchgehen der Maschine.)

Es handelt sich um eine Dampfmaschine

Cylinderdurchmesser . .	*330 mm,*
Kolbenhub	*610* „
Umdrehungen	*130 pro Min.*
Dampfdruck.	*6 Atm.*

Die Maschine mit Flachschiebersteuerung (sogenannte Gubrauer-Steuerung) diente zum Betriebe einer Dynamomaschine. Letztere versorgt die elektrische Beleuchtung und eine elektrisch angetriebene Schiebebühne. Die ganze Anlage ist fast immer Tag und Nacht in Betrieb.

Die **Bedienung** der Maschine wird des Nachts von einem älteren Maschinisten besorgt, tagsüber jedoch von einem 16—17jährigen jungen Menschen.

Am Unglückstage hatte sich der eben erwähnte junge Mensch auf kurze Zeit aus dem Maschinenhause entfernt, und der Teufel hatte freies Spiel. Die sich in den umliegenden Gebäuden sowie ausserhalb derselben aufhaltenden Personen hörten ein brummendes Geräusch, einige heftige Stösse und sahen aus dem Dache des Maschinenhauses vulkanartig Gegenstände auf **beträchtliche Höhe emporfliegen.**

Fig. 620 zeigt, welche Wanderungen die emporgeschleuderten Eisenstücke vollzogen haben. Das Gewicht der Stücke, sowie die Entfernung von der Unglücksstätte sind in die Zeichnung eingeschrieben.

Nachdem sich alles von dem ersten Schrecken erholt hatte betrachtete man die Unglücksstätte näher und fand, dass das Schwungrad von der Achse verschwunden war. Auf der Radnabe machten sich nur noch die Ansätze der

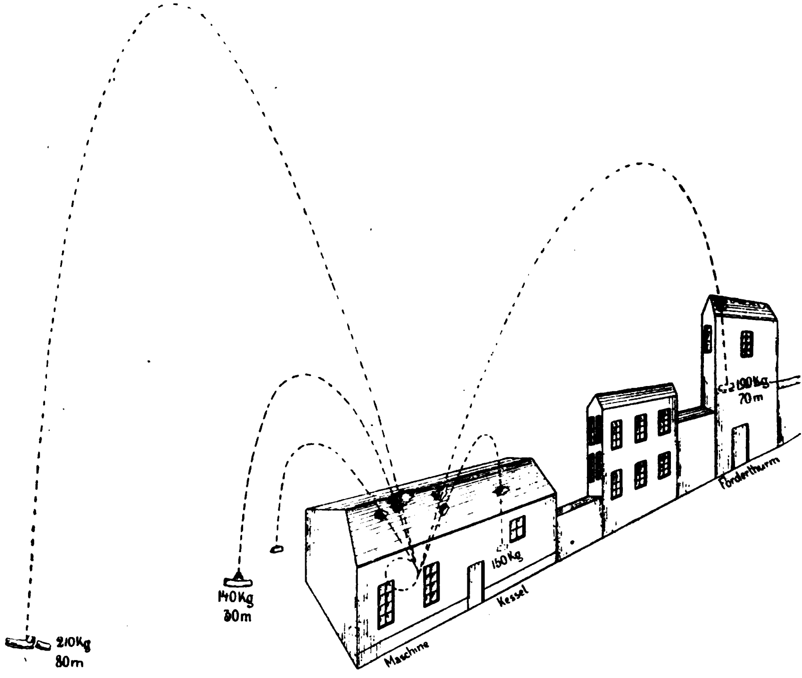


Fig. 620. Situation des Unfalles.

Schwungradarme bemerkbar. Es unterlag also keinem Zweifel, dass die Maschine durchgegangen, das Schwungrad in mehrere Stücke gesprungen, das Dach, die Giebelwand und den Dynamo zerstört hatte und zwar letzteren vollständig. *Fig. 621* zeigt das Innere des Maschinenhauses.

Als gebrochene Teile fanden sich noch vor: das **Hauptlager** am Rahmen, die Excenterbügel und das hintere Lager

der Hauptachse. Treib- und Excenterstange sind verbogen und die Kurbelachse an der Kurbelseite 300 mm nach vorn geschleudert. Cylinder und Schieberkasten liessen eine Beschädigung nicht erkennen.

Auffallend ist die Stellung des **Regulators** nach dem Unfall (*Fig. 624*). Der Bolzen des unteren Regulator-

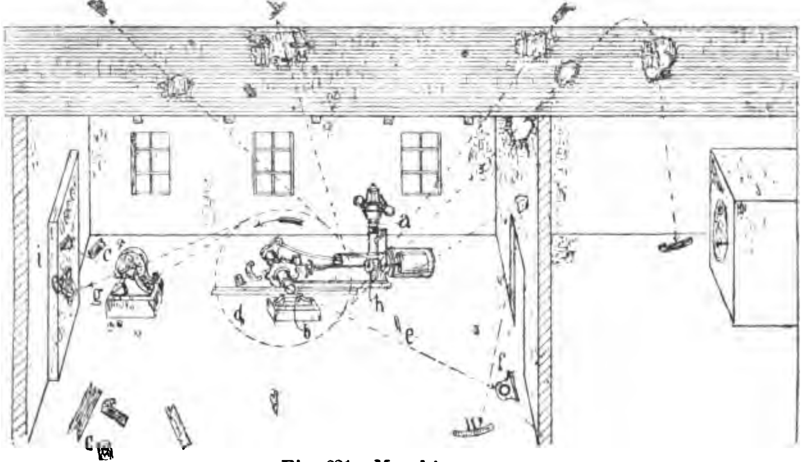


Fig. 621. Maschinenraum.

e der aus dem Gelenk *a* gefallene Bolzen, *f* das von der Sohlplatte *b* abgerissene hintere Lager, *c* Teile des Haupttreibriemens, *g* Weg der Schwungradstücke, welche den Dynamo und den Apparatenschrank *i* zertrümmert haben.

gelenkes, welches die Regulatorkugelstange mit der Urne verbindet, fand sich $1^1/_2$ m vom Regulator entfernt auf dem Boden liegend vor (in *Fig. 621* mit *e* bezeichnet). Die Form des Gelenkes und der Schräubchen zur Sicherung derselben sind in *Fig. 625* in halber Grösse dargestellt. — Die Kugelstange selbst ist verbogen, ebenso die Zugstange, welche den Regulatorhebel mit dem Schieberstangenhebel verbindet.

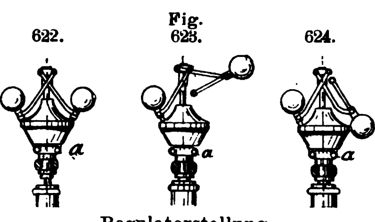


Fig. 622. Fig. 623. Fig. 624.

vor — Regulatorstellung während dem Unfall. — nach

Zum **Antrieb des Regulators** diente eine Gelenkkette, dieselbe, sowie die Kettenräder auf der Hauptachse und

am Regulator zeigten keine Beschädigung, woraus zu schliessen ist, dass die Kette vor dem Unfall herunterfiel, denn durch die Verschiebung der Hauptachse um 300 mm nach vorn hätte eine Beschädigung bezw. ein Zerreissen der Kette nicht ausbleiben können.

Nach genauer Prüfung der **Sachlage** ergiebt sich über den Vorgang folgende Erklärung.

Das **Schräubchen**, welches als Sicherung des Regulatorbolzens *(Fig. 625)* dienen soll, hat sich durch irgend

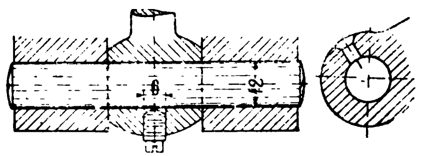


Fig. 625—626. Gelenk des Regulators bei *a*, vergl. Fig. 621 und 622.

einen Umstand gelockert. Der in seiner Welle mit aussergewöhnlich viel Spielraum sitzende **Bolzen** verschob sich in seiner Längsachse so lange, bis das Gelenk der Kugelstange frei wurde. In diesem Moment ging die Regulatorkugel in die Höhe *(Fig. 623)* und die eine Kugel allein konnte der schweren Urne das Gleichgewicht nicht halten, infolgedessen letztere den Regulator in seine tiefste Stellung zog und somit auch das Stellzeug des Expansionsschiebers **auf die grösste Füllung** einstellte.

Durch das Herabfallen der Kette jedoch verringerten sich die Touren des Regulators und er verharrte in seiner tiefsten Stellung, der Maschine eine Füllung von 65% zulassend. Nun stieg die Tourenzahl der Dampfmaschine so hoch, dass durch die Centrifugalkraft der Schwungradkranz brach und die Massenwirkung in Stücke mit ungeheurer Kraft tangential zum Radkranz abschleuderte. Die Stücke flogen nach allen Richtungen, jedoch meist in der Ebene des Schwungrades, wie aus den in das Dach geschlagenen Öffnungen und aus den sonstigen Beschädigungen hervorgeht.

Interessant und auffallend ist die Richtung, welche das **hintere Lager** (in *Fig. 621* mit *f* bezeichnet) genommen hat. Der am Fuss gebrochene Lagerrumpf liegt 4 m vom Achszapfen entfernt; die Richtung schliesst einen Winkel von 45° mit dem Maschinenmittel ein. Es scheint

bei dem Stoss, welcher infolge des Bruches des Hauptlagers entstanden ist, abgebrochen und fortgeschleudert zu sein.

Was nun den **Hauptriemen**, dessen Stücke im ganzen Maschinenhaus herum liegen, anbetrifft, so lässt sich wohl kaum feststellen, ob derselbe vor der Schwungradexplosion gerissen und herabgefallen oder ob er bis zum Bersten des Schwungrades intakt blieb.

In *Fig. 627–629* sind noch die Dimensionen des **Schwungrades** angegeben. Die Rechnung ergiebt, dass der Radkranz bei etwa 100 m Umfangsgeschwindigkeit

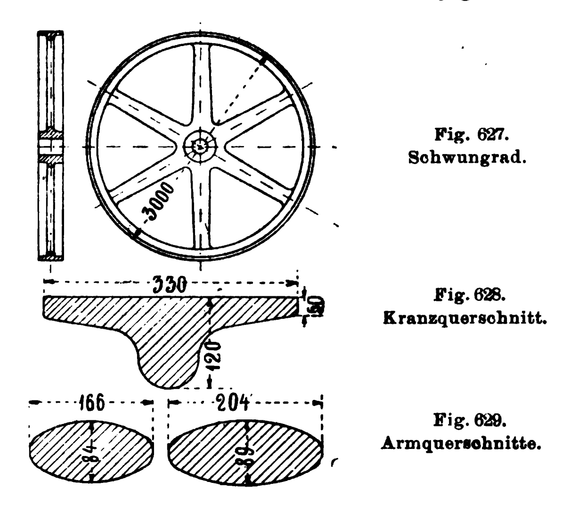


Fig. 627. Schwungrad.

Fig. 628. Kranzquerschnitt.

Fig. 629. Armquerschnitte.

pro Sekunde, also bei einer Umdrehungszahl der Maschine von ca. 500, hätte reissen müssen.

Ob das zweiteilige Schwungrad zuerst im Kranz oder in den Schrauben und Schrumpfringen gebrochen ist, kann nicht konstatiert werden. Auffallend ist es jedoch, dass auch Teile der Arme mit hoch in die Luft geschleudert sind.

Welche Stosskraft den davonfliegenden Stücken innewohnte, erkennt man daraus, dass die zwei Steine starke Wand zwischen Maschine und Kesselhaus eine etwa 1 qm grosse Öffnung zeigt (*Fig. 621* rechts). Das in *Fig. 620* links gezeichnete Stück von 210 kg Gewicht durchschlug am Dach erst $4^1/_2$zöllige Balken und soll nach Aussage der Augenzeugen dann noch höher als 80 m (so hoch ist

der in der Nähe stehende Schornstein) geflogen sein. Das 190 kg schwere Stück (rechts) hat erst das Dach des Maschinenhauses durchschlagen, beim Herunterfallen schliesslich noch das Dach des Förderhauses.

Wir haben nun zwei Fragen zu beantworten:

1. Wen trifft die Schuld an dem Unfalle?
2. Wie lassen sich überhaupt derartige Vorkommnisse vermeiden?

Betreffs der Schuldfrage ist wohl kein Zweifel, dass sowohl auf Seiten des Lieferanten, als auch auf Seiten des Empfängers Ungehörigkeiten vorliegen.

a) Konstruktion bezw. Ausführungsfehler der Maschine.

Die Sicherung des Regulatorbolzens mit dem $^1/_4$zölligen Schräubchen *(Fig. 625)* ist eine ungenügende. Bei einem so wichtigen Teil, wie der Regulator, muss eine andere Befestigung des Bolzens gewählt werden.

b) Ungehörigkeiten in der Wartung der Maschine.

Die Beaufsichtigung durch einen 16—17jährigen jungen Menschen ist eine unzulässige, um so mehr, als bei dem vorliegenden Betriebe die Schiebebühne häufig plötzlich aus- und eingerückt wird und der empfindlichste Teil der Dampfmaschine, der Regulator, seine Stellung sehr häufig zu verändern hat.

Auch muss angenommen werden, dass der Regulatorbolzen nicht plötzlich herausgeflogen ist, sondern dass er eine geraume Zeit nötig hatte, um die Wanderung in seiner Hülle zu vollziehen, und ist es wohl wahrscheinlich, dass ein aufmerksamer Maschinist diese Unregelmässigkeit bemerkt und den Unfall verhütet haben würde.

Zum mindesten jedoch hätte der Unfall, falls wirklich ein Herausfliegen des Bolzens stattgefunden, nicht so schwere Folgen nach sich gezogen, denn der Maschinist würde selbstverständlich das Absperrventil zugedreht haben und es wäre ein geringer oder gar kein Schaden entstanden.

Aus dem vorliegenden Thatbestand ergiebt sich jedoch zu Lasten des Empfängers, dass der mit der Bedienung der Maschine beauftragte junge Mann sich zur Zeit des Unfalles überhaupt nicht da befunden hat, wo er sein sollte. — Was nun die zweite Frage anbetrifft, so lassen sich

derartige Unfälle durch sachgemässe Bedienung vermeiden. Der Maschinist oder der Besitzer der Maschine mag sich von Zeit zu Zeit überzeugen, ob die Bolzen und Gelenke der Steuerung in Ordnung sind, ob der Regulatorriemen in gutem Zustande ist u. s. w.

Aber trotz dieser Aufmerksamkeit ist es zumal bei wechselnder Kraftentnahme nötig, dass im oder in der Nähe des Maschinenhauses sich jemand aufhält, der eventl. das Dampfabsperrventil abstellen kann.

Besser ist es allerdings, wenn die Dampfmaschine eine besondere Einrichtung hat, durch welche ein Unglück, wie das beschriebene, verhindert wird.

Diese Sicherheitsvorrichtungen sollen einfach und nicht zu teuer sein, und wollen wir uns in einem besonderen Artikel damit beschäftigen.

Mangelhafte Ausführung des Regulators hatte auch nachstehenden Unfall zur Folge:

99tes Beispiel. (Regulatorkugel fliegt ab.)

Eine Maschine von

Durchmesser des Dampfcylinders .	*600 mm,*
Kolbenhub	*1000* „
Umdrehungen	*70 pro Minute*

hatte Ventilsteuerung mit direkt wirkendem Regulator. Das Regulieren der Maschine liess zu wünschen übrig, so dass man beschloss, einen neuen schwereren Regulator anzubringen.

Bevor dies geschah ereignete sich folgender **Unfall:**

Während des Betriebes und ohne dass der Maschinist besondere Unregelmässigkeiten bemerkte, löste sich die eine der beiden Regulatorkugeln und flog, wie in ***Fig. 630*** angedeutet, in einer Entfernung von 2,5 m zu Boden, in die Mettlacher Platten ein Loch schlagend. Der Fabrikbesitzer befand sich zufällig in der Nähe, aber glücklicherweise nicht in der Flugrichtung der Regulatorkugel, denn sonst wäre es ihm schlimm ergangen.

Nach dem Herunterfliegen der Regulatorkugel nahm die Maschine einen schnelleren Gang an, sie wollte durchgehen:

denn die eine Regulatorkugel konnte dem schweren Urnengewicht das Gleichgewicht nicht halten. Der Regulator sank in seine tiefste Stellung und stellte die Steuerung auf **grösste Füllung** ein.

Glücklicherweise war, wie schon erwähnt, der Maschinist zugegen und konnte durch schleuniges Schliessen des Dampfabsperrventiles die Maschine zum Stillstand bringen und so ein weiteres Unglück verhüten.

Die Besichtigung des Regulators ergab folgendes:

Wie in *Fig. 631* angedeutet, war die Regulatorkugel auf dem Hebel durch Vernieten befestigt, das Loch in der

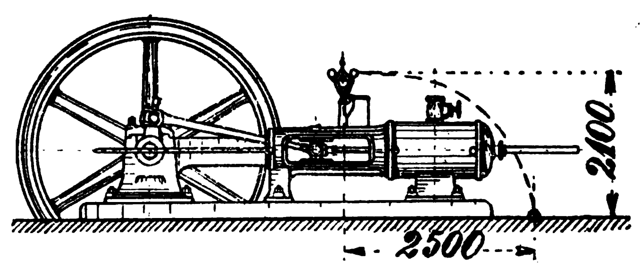


Fig. 630. Abfliegen einer Regulatorkugel.

Kugel etwas weit gebohrt und die **Vernietung eine mangelhafte.**

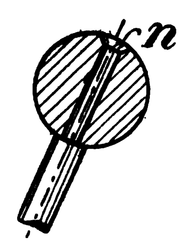


Fig. 631. Befestigung der Regulatorkugel.

Für denjenigen, welcher die Flugweite (in Zeichnung mit 2500 mm eingezeichnet) nachrechnen will, sei noch folgendes bemerkt:

Durchmesser der gusseisernen Regulatorkugel .	200 mm,
Schwingungskreis der Kugeln	650 „
Umdrehungen pro Minute	120.

Fassen wir alle Punkte zusammen, welche ein

Durchgehen der Maschine

veranlassen können:

Zu gross gewählter, kleinster Füllungsgrad,
Abfallen oder Reissen des Hauptriemens,
" " " " Regulatorriemens,
Lösen einer Verbindung im Regulator,
" " " " Steuergestänge,
Brechen oder Lösen des Mitnehmers vom Expansionsschieber (im Schieberkasten),
Lösen des Excenters auf der Hauptachse.

Die **Vorsichtsmassregeln,** welche wir treffen müssen, um ein Durchgehen der Maschine zu verhüten, ergeben sich demnach von selbst; wir müssen sorgen für eine sachgemässe Steuerung mit genügend kleinem Füllungsgrad; haben uns von Zeit zu Zeit zu überzeugen, dass das Steuergestänge in Ordnung, alle Schrauben und Bolzen genügend gegen Herausfallen gesichert sind. Bei gelegentlichem Öffnen des Schieberkastens überzeuge man sich von der richtigen Befestigung des Mitnehmers des Expansionsschiebers. Der Regulatorriemen muss gut in Ordnung sein.

Bei Maschinen ohne Regulator, wie z. B. Walzenzugmaschinen, sorge man für ein Reservedampfabsperrorgan, um beim Versagen des Absperrventils doch im Notfall den Dampf abstellen zu können.

Das Schwungrad.

Das **Schwungrad** ist wohl mit der einfachste Maschinenteil und doch kann ein Bruch desselben die verheerendsten Wirkungen veranlassen. Sogenannte Schwungradexplosionen ereignen sich alljährlich mehrere. Je grösser und schwerer das Schwungrad ist, desto grössere Verheerungen richten die umherfliegenden Eisenstücke an.

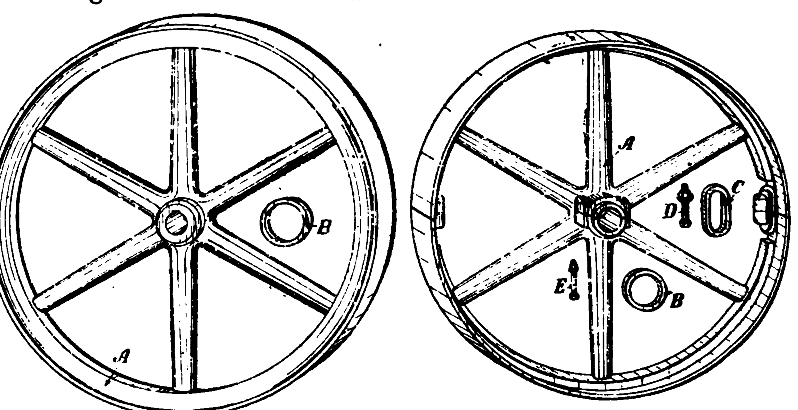


Fig. 202—203. Schwungrad. Fig. 204—208. Geteiltes Schwungrad.

Nicht immer ist eine Schwungradexplosion, wie auf Seite 251 erwähnt, eine Folge des Durchgehens der Maschine. **Mangelhafte Konstruktion** und Ausführung, schlechtes Material können selbst bei normalen Umdrehungszahlen einen Bruch des Schwungrades hervorrufen und zwar um so eher, je grösser die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades ist. Bei Walzenzugmaschinen findet man Umfangsgeschwindigkeiten von über 40 m pro Sekunde, und dort passieren denn auch die meisten Unfälle in dieser Beziehung.

Die **Reparatur eines gesprungenen Schwungrades** dürfte angängig sein, wenn nur einige Arme gesprungen sind; dagegen lässt sich bei gebrochenem Radkranz eine Reparatur wohl nicht ausführen.

100tes Beispiel. (Reparatur des Schwungrades.)

In dem auf Seite 3—5 erwähnten Unfall brach ein Arm des schweren Schwungrades bei *a* (*Fig. 639*) ab, so dass der Riss 5 mm auseinander klaffte.

Hier that nun schnelle Hülfe Not, da die Lichterzeugung nicht lange ausgesetzt werden durfte. Es wurde

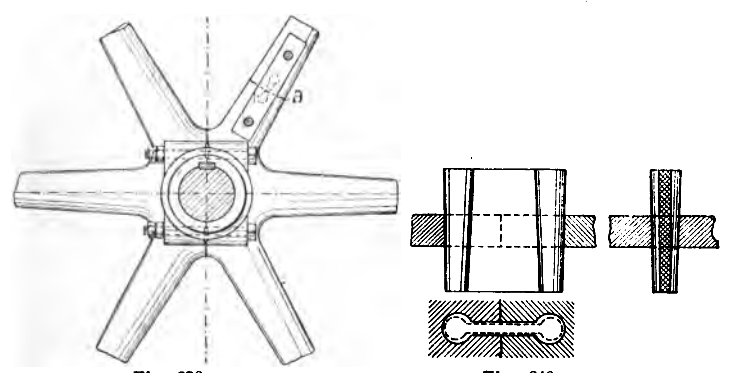


Fig. 639.
Reparatur d. Schwungrades.

Fig. 640.
Patentkeil zur Reparatur d. Schwungrades.

deshalb schnell der Schwungradarm mittelst eines sehr kräftigen **Patentkeiles** nach *Fig. 640* zusammengehalten, dass jetzt, nachdem das Rad bereits wieder $^3/_4$ Jahr mit Reparatur gelaufen ist, nicht die geringste Veränderung an dem betreffenden Arm zu bemerken ist.

Zur Vorsicht wurde jedoch noch zu beiden Seiten desselben eine **Flacheisenlasche** mit einigen Schrauben angebracht.

101tes Beispiel. (Schwungradreparatur.)

Ein anderes Beispiel sei hier noch erwähnt. An dem Schwungrad einer ca. 800-pferdigen Walzenzugmaschine (Kompoundsystem) erkannte der Maschinist den in *Fig. 641* mit *x* bezeichneten Riss. Man half

sich hier durch Anbringen zweier schwerer, schmiedeeiserner Scheiben *c*, welche durch eine Anzahl Schrauben

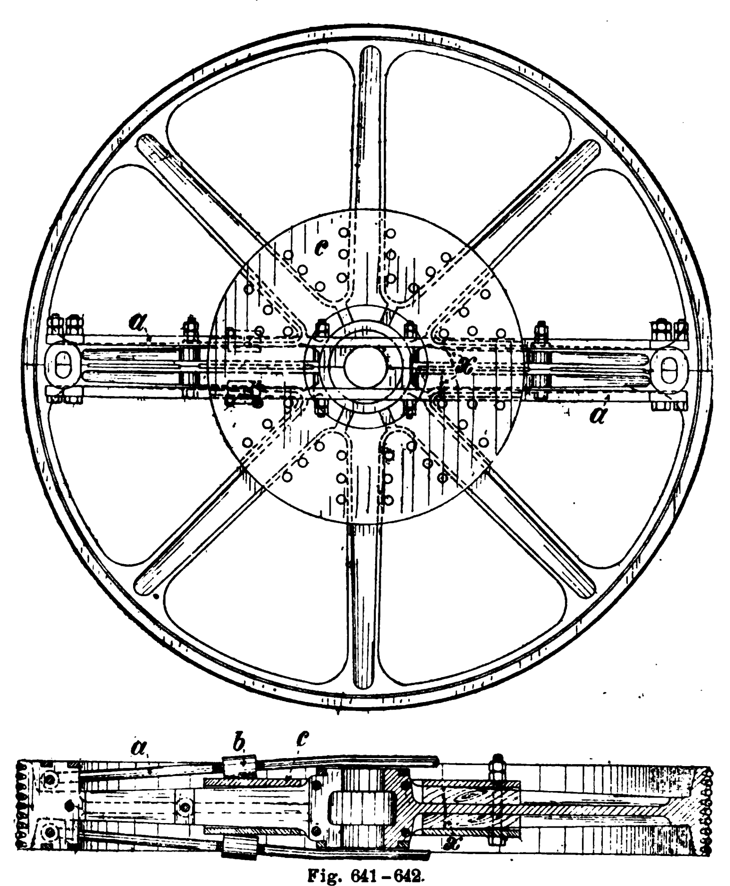


Fig. 641–642.

x Bruchstellen im Radarme,

a 4 Zugstangen, Rundeisen $2^3/_4''$,

b 2 Muffen dazu mit Rechts- und Links-Gewinde,

c 2 Rosetten, 50 mm Blechstärke.

auf den Radarmen befestigt wurden. Den Raum zwischen den Scheiben füllte man mit eichenen Klötzen aus. 4 Spannschrauben *a* aus Rundeisen von $2^3/_4''$ dienen zum Festhalten des Radkranzes, also zur Entlastung des gebrochenen Radarmes. Eine genügend erscheinende Spannung in den

Zugankern *a* kann durch die Muffen *b*, welche mit Rechts- und Links-Gewinde versehen sind, erreicht werden. Den Betrieb konnte man mit dem so reparierten Rade längere Zeit aufrecht erhalten.

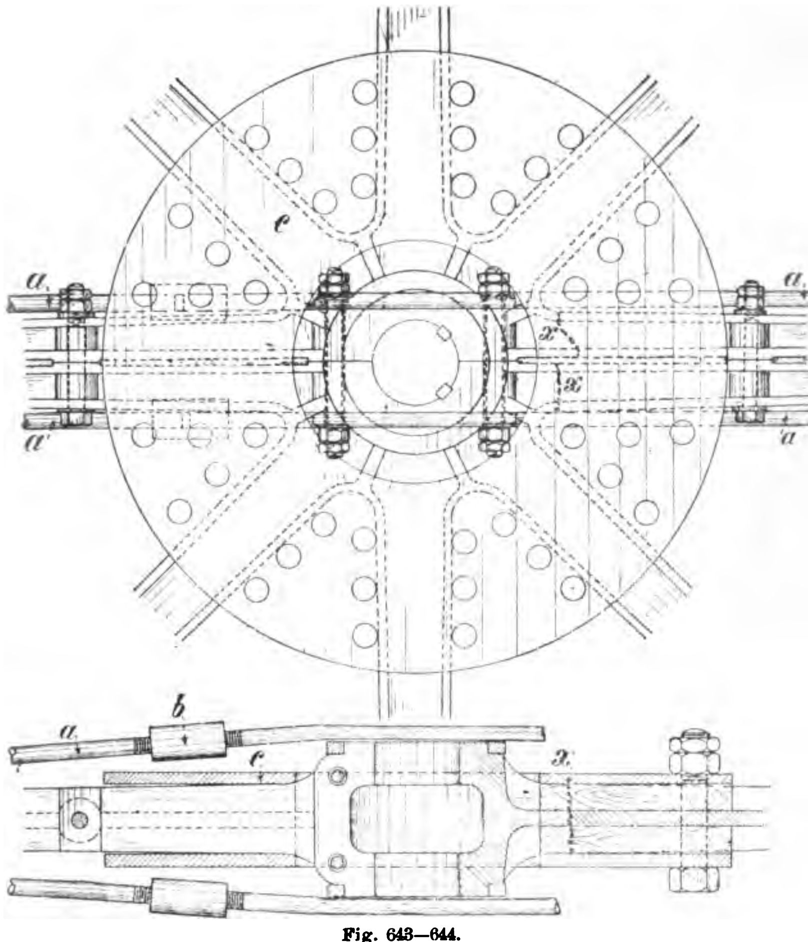


Fig. 643—644.

Zur Ausführung dieser Reparatur wurden (mit den Kosten des verwandten Materials) ca. 3000 Mk. verausgabt.

Das **Springen der Speichen** von Riemenscheiben, Zahnrädern u. s. w. ist meistens eine Folge von un-

richtiger Materialverteilung bei Anfertigung der Konstruktionszeichnungen. Unter Umständen kann durch diese Nachlässigkeit ein grösserer Unfall eintreten.

102tes Beispiel. (Schwungrad gesprungen.)

Ein industrielles Werk gab eine 150pferdige stationäre Kompoundlokomobile in Auftrag. Dieselbe hatte folgende Hauptdimensionen:

Heizfläche des Kessels 132 qm,
Dampfdruck 10 Atm.,
Durchmesser des Hochdruckcylinders 360 mm,
Durchmesser des Niederdruckcylinders 600 mm,
Kolbenhub 550 mm,
Leistung 150 effektive Pferdestärken,
Garantierter Dampfverbrauch 6,5 kg pro indizierte Pferdekraft und Stunde,
Garantierter Kohlenverbrauch 0,85 kg pro indizierte Pferdekraft und Stunde,
Preis der Lokomobile 34000 Mark,
Umdrehungen pro Minute 95.

Die Maschine wurde mit der üblichen sechsmonatlichen Verspätung geliefert und montiert. Aber schon bei den ersten Proben ergaben sich Mängel, besonders das **Heisslaufen der sämtlichen Lager** liess einen längeren Betrieb nicht zu. Der Empfänger wagte es unter diesen Umständen nicht, den Hauptriemen aufzulegen und seine Fabrik damit zu betreiben. Er bestand darauf, dass an der Lokomobile **Bremsversuche** gemacht und die Maschine unter Beisein von Sachverständigen abgenommen würde. Der Lieferant beseitigte die Ursache des Heisslaufens und verlangte, dass der Empfänger nunmehr die Maschine übernehme und seine Fabrik damit betreibe. Der Empfänger dagegen besteht auf der vorherigen Untersuchung durch Bremsen. Der Lieferant fertigt nunmehr geeignete Bremsvorrichtungen an und der **Bremsversuch** findet in Gegenwart des Lieferanten, des Empfängers, zweier Sachverständiger und noch einiger Ingenieure statt.

Die Maschine hatte zwei Schwungräder, welche auf dem Kopf der Kurbelachse befestigt waren, es gelangten zwei Bremsen, wie *Fig. 645—647* zeigen, zur Verwendung.

R ist eine Sicherung, welche das Herumschlagen der Bremse verhüten soll, und darf selbstverständlich während

des Versuches den Bremsklotz nicht berühren. Der Mann, welcher auf das Spielen der Wage zu achten hat, reguliert durch Drehen der mit Rechts- und Linksgewinde versehenen Schraube *S*. Die Wage wird samt dem Aufsatz W_1 vor dem Versuch ausbalanciert; *l* ist die in Rechnung zu ziehende Hebellänge.

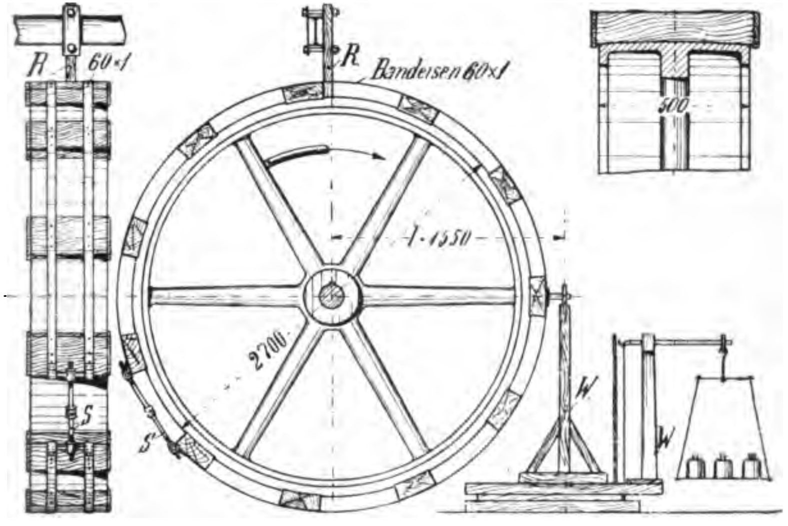


Fig. 645—647. Bremsversuche. Masstab 1:50.

Das **Schmieren der Bremsklötze** geschah mittelst **Talg,** zu welchem man etwas Wasser aus einem über der Lokomobile aufgestellten Gefäss liess. Zuerst wurde, wie bei solchen Versuchen immer üblich, ein **Vorversuch** gemacht, welcher ganz gut von statten ging, bis auf einige Unregelmässigkeiten an den Wagen. Diese konnten sehr schwer spielend gehalten werden, doch besserte sich dieses, je mehr sich die Bremsklötze einliefen, also je glatter dieselben wurden.

Der **Hauptversuch** begann am anderen Morgen früh 7 Uhr und ging anstandslos bis gegen 9 Uhr vor sich. Zu dieser Zeit befanden sich auf der Lokomobile und im Kesselhaus zehn Personen. **Auf einmal gab es einen Knacks,** dem ein zweiter und dritter schnell folgte. Ein unheimliches Gefühl überlief natürlich jeden; der Lieferant merkte ein Taumeln des einen Schwungrades, stürzte schnell

die Leiter hinauf zum Ventil, schloss dasselbe, und die Maschine kam denn auch in kurzer Zeit zum Stillstand.

Was war passiert? An dem einen Schwungrad zeigten sich **drei gesprungene Arme**; die Risse sind in ***Fig. 648*** mit P bezeichnet. Welches Unheil ein vollständiger Bruch des Schwungrades hätte hervorrufen können, lässt sich

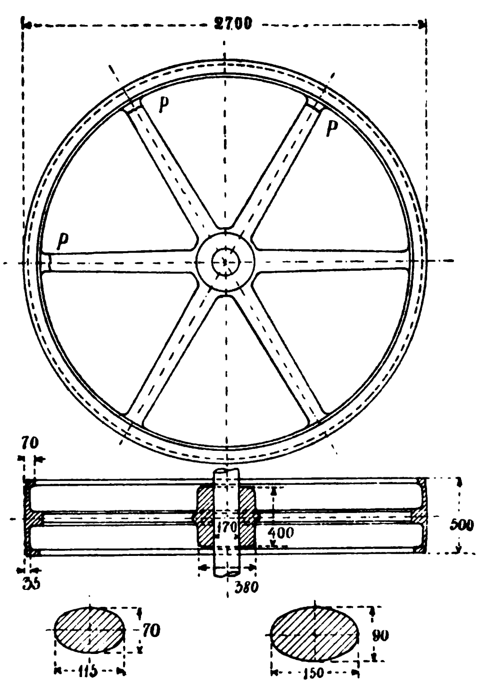


Fig. 648–651. Riemenscheibenschwungrad.
P = Sprünge in den Radspeichen.

kaum sagen. Der Mann, der auf das Spielen der Wage achtgab, hätte den ersten Brocken auf den Körper bekommen. Der Ingenieur, welcher mit dem Messen des Speisewassers beschäftigt war, befand sich ebenfalls dicht am Schwungrad.

Das grösste Unheil wäre noch passiert, wenn Stücke vom Schwungrad den Kessel, das Sicherheitsventil oder die Speiseleitung zertrümmert hätten. In diesem Falle würde es etwas Ähnliches gegeben haben wie auf der

„Brandenburg". Die Freude über den verhältnismässig guten Verlauf brachte die Anwesenden bald wieder in frohe Stimmung, und diese gelangte dann bei einem Fass guten Bieres zum Ausdruck. Bei dieser Feier unserer **Wiedergeburt** wurden grossartige Reden gehalten und einer verstieg sich sogar zu folgendem Knittelvers:

„Es ist im Leben hässlich eingerichtet,
Wenn beim Versuch das Schwungrad flöten geht,
Was hätt' das Ding für Unheil angerichtet,
Ward das Ventil nicht schleunigst zugedreht,
Wir wären all mit in die Luft geflogen
Und lägen jetzt schon in dem dunklen Schrein,
Behüt' uns Gott, ganz schrecklich wär's gewesen,
Behüt' uns Gott, es hat nicht sollen sein."

Was nun die **Ursache des Unfalles** anbetrifft, so liegt hier einer der vielen sich immer wiederholenden Konstruktionsfehler vor. Die **Nabe des Schwungrades** war zu gross, d. h. hatte zu viel Masse, und die Arme verhältnismässig sehr schwach. Nach dem Giessen einer solchen Scheibe erkaltet die Nabe viel später als die Arme; hierdurch entstehen Zugspannungen, welche ein Reissen des Armes an seiner schwächsten Stelle, also in der Nähe des Radkranzes, bedingen. Diese Risse zeigen sich mitunter schon bei der Bearbeitung der Scheibe, häufig treten sie erst nach Jahren ein.

Im vorliegenden Falle kommt aber noch ein wesentlicher Moment dazu: die gewählten **Bremsen** zeigen eine **mangelhafte Konstruktion**; die Bremsbacken sind ganz glatt, sie hätten mit Schmiernuten, wie in *Fig. 652*, versehen sein müssen.

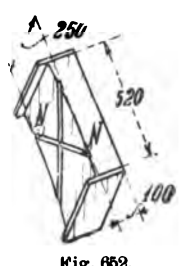


Fig. 652.
Bremsbacke mit Schmiernuten.

Der oben aufgelegte Talg konnte sich durch die glatt anliegenden Bremsbacken nicht auf den ganzen Radkranz verteilen, als Folge davon trat eine ziemlich **starke Erwärmung des Radkranzes** ein. Diese wieder veranlasste eine Ausdehnung des Radkranzes und somit eine Vergrösserung der bereits schon vorhandenen Spannung in den Radspeichen und schliesslich den Bruch der Letzteren.

Das Schlagen oder Taumeln

des Schwungrades, meist eine Folge unrichtiger Bearbeitung des Schwungrades, lässt sich häufig zum

Teil beheben durch geeignetes Anziehen der Befestigungskeile.

Das **nachträgliche Geraderichten** eines schlagenden gusseisernen Schwungsrades geschieht **im Notfalle** durch Kracken der Speichen, d. i. leichtes Hämmern derselben in ihrer ganzen Länge, wie nebenstehende *Fig. 653* zeigt. Durch Hämmern der linken Seite verschiebt sich der Kranz in der Pfeilrichtung. Das Geraderichten eines Schwungrades von 3,5 m Durchmesser, welches 12 mm schlug, nahm 50 Minuten Zeit in Anspruch.

Fig. 653.

Alle Räder von der kleinsten Riemenscheibe bis zum schwersten Seilscheibenschwungrad können vielleicht so gerichtet werden.

Ein bewährtes Verfahren, einem **Schlagen bezw. Taumeln** von Seilscheiben und

grossen Schwungrädern

vorzubeugen, sowie dem Monteur die Montage zu erleichtern, besteht in folgender Bearbeitung und Befestigung. Vorausgeschickt sei dabei, dass Seilscheiben von grossem Durchmesser und hoher Tourenzahl eine sorgfältige Montage bedingen, damit die Seile nicht zu schnell verschleissen.

Kranz und Nabe werden geteilt angefertigt und durch schmiedeeiserne Arme verbunden, was besonders für Walzenzugmaschienen empfehlenswert ist. Wie dies geschieht und wie das Ausrichten vor sich geht, soll durch ein Beispiel mit Figur erläutert werden. Es handelt sich um eine Seilscheibe von 5900 mm Durchmesser und 10 Seilrillen. Dieselbe ist auf vierkantiger Achse aufzukeilen und besteht aus zwei Teilen.

Der bearbeitete Kranz sowie die Nabe werden auf der Richtplatte, wie *Fig. 654-655* zeigt, mittelst Latte genau centriert, und die schmiedeeisernen, gebohrten und bestossenen Arme in die fertigen sogenannten Taschen der Nabe und des Kranzes eingepasst. Sodann sind die Löcher auf beiden Seiten anzureissen, zu bohren und mit den Armen zusammen aufzureiben. Bei der Montage werden nach Aufbringen der Nabe zunächst 4 Arme zum Halten des Kranzes aufgeschraubt, hernach die übrigen. Zum Schluss sind die Keile von beiden Seiten zugleich einzu-

treiben und man kann mit Sicherheit annehmen, dass die so behandelten Schwungräder nicht schlagen. Wird der Kranz vorher nicht bearbeitet, so lässt sich durch ein **Strecken der Arme** ein **genaues Rundlaufen** leicht erreichen.

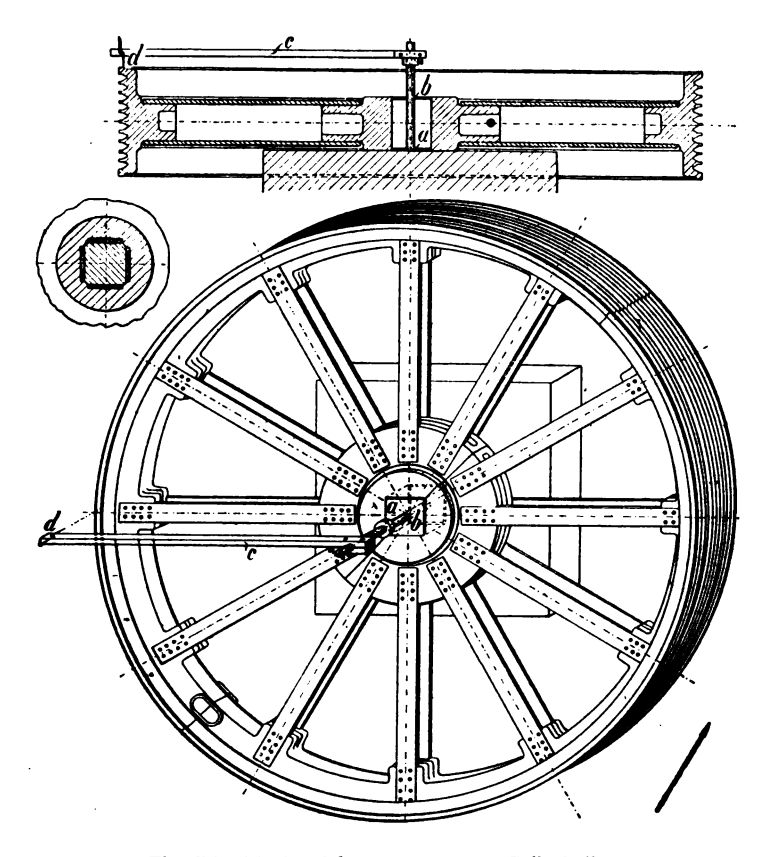


Fig. 654—655. Ausrichten von grossen Seilscheiben.

In Amerika ist folgende Bearbeitung des Schwungrades gebräuchlich:

Die Nabe wird **centrisch** zum Radkranz auf den knappen Wellendurchmesser gebohrt, dann ist das

Schwungrad auf der Planscheibe zu verschieben, um eine grössere zum Einbringen der Achse nötige Bohrung zu voll-

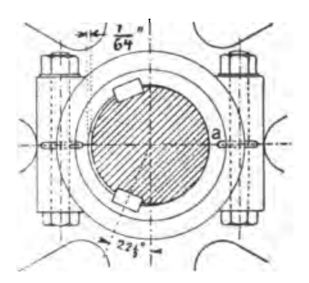


Fig. 656. Nabe ausbohren.

führen, welche die erste Bohrung bei *a* (*Fig. 656*), also gegenüber der anzubringenden tangiert.

Das Schaltwerk.

(Drehvorrichtung.)

Schon bei der Montage erfordert das richtige Einstellen der Steuerung ein Schaltwerk, welches gestattet, die Maschine auf bequeme Art vorwärts und rückwärts drehen zu können.

Wieviel Zeitverlust und Unangenehmlichkeiten das Fehlen der Drehvorrichtung veranlassen kann, zeigt das Beispiel auf Seite 281.

Die Luftpumpe und die Kondensation.

Die meisten Maschinen haben eine Einrichtung, welche gestattet, beim Versagen der Kondensation mit Auspuff arbeiten zu können, und so den Betrieb aufrecht zu erhalten.

Die Störungen in der Luftpumpe sind meist folgende:

1. **Versagen der Kondensation,** d. h. Fallen des Vakuums, bezw. Versagen desselben. Hierüber siehe Seite 327.

2. **Bruch** einer Kolbenschraube, Ventilschraube etc. der Luftpumpe.

Die leichtsinnige Befestigung des Luftpumpenkolbens und der Ventilklappen hat schon viel Betriebsstörungen veranlasst.

103tes Beispiel. (Bruch der Saugklappe.)

Die Kompoundmaschine von 475 und 800 Cylinderdurchmesser, 800 Hub, 75 Umdrehungen einer Cementfabrik hatte einen unter Flur stehenden Luftpumpenkondensator, als eines Tages plötzlich ein Getöse und Gekrache sowie eine starke Erschütterung des Kunstkreuzes den Maschinisten veranlasste, den Frischdampf schleuniget abzustellen bezw. die Maschine so schnell wie möglich zum Stillstand zu bringen.

Die Besichtigung der Luftpumpe ergab, dass der Kolben der einen Luftpumpenseite von der Stange losgegangen und dass die Druckklappe *b* und die Saugklappe *c* (siehe *Fig. 657*) gebrochen waren.

Wie bei so vielen Brüchen war auch hier wieder eine **mangelhafte Sicherung** der Kolbenmuttern schuld. Die

Mutter *a* war gesichert durch einen Splint von etwa 2 mm Dicke! Dieser Stift war im Laufe der Zeit verschwunden, die Mutter *a* hatte sich gelöst, und der Kolben ist dann auf die Klappe *c* geschlagen, wodurch der Unfall hervorgerufen wurde.

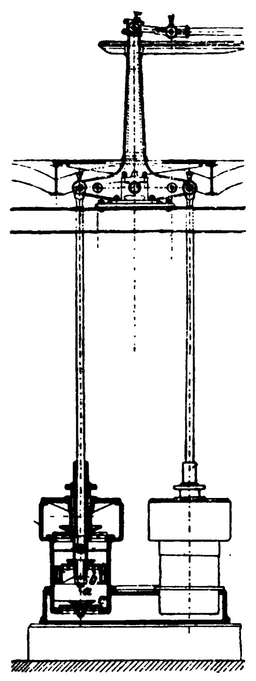


Fig. 657.

Bei der hier vorliegenden Konstruktion (zwei einfach wirkende Luftpumpen) war es glücklicherweise möglich, mit einer Luftpumpenseite zu arbeiten, so dass die Maschine nach zwei Stunden Stillstand wieder angelassen werden konnte.

Die Maschine sollte zwar „laut Lieferungsvertrag" derart eingerichtet sein, dass dieselbe nach Umstellen des Wechselventiles in der Abdampfleitung ohne weiteres als Auspuffmaschine arbeiten könnte, aber schon vor dem oben erwähnten Unfall ergab sich, dass letzteres nicht anging, da die Kompression in beiden Cylindern eine gefährlich hohe wurde.

Fig. 658 zeigt das Niederdruckdiagramm für ganz leichte Belastung der Maschinen mit Auspuff arbeitend. Dieser Übelstand (zu hohe Kompression) liess sich nicht ohne weiteres beseitigen, die Auslassorgane des Hoch- sowie des Niederdruckcylinders (Proellsche Hahnschieber) wurden von ein und derselben Welle angetrieben, wie die Eintrittsventile des Hochdruckcylinders.

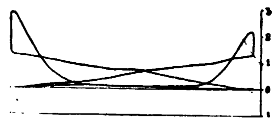


Fig. 658. Diagramm des Niederdruckcylinders.

104tes Beispiel. (Bruch des Kunstkreuzes und Führung.)

Bei einer Kompoundmaschine von

Hochdruckcylinder .	*475*	*mm Durchmesser,*
Niederdruckcylinder	*800*	„ „
Hub	*800*	„ „
Umdrehungen . .	*75*	*pro Minute*

waren zwei unter Flur angeordnete einfach wirkende Luftpumpem, deren Antrieb vermittelst Kunstkreuz erfolgte. Eines Tages ging das Vakuum im Kondensator sehr zurück, so dass der Maschinenmeister eine Unregelmässigkeit vermutete und alles einer genauen Prüfung unterzog.

Es stellte sich heraus, dass der Cylinder der einen Luftpumpe einen Riss hatte, aus dem Wasser strömte und Luft eingesaugt wurde, je nachdem Druck- oder Saugwirkung in der Luftpumpe erfolgte. Die gebrochene Luftpumpe wurde ausgekuppelt und nun setzte man die Maschine mit einer Luftpumpe in Betrieb. Nachdem letzterer ungefähr 10 Minuten wieder aufgenommen war, erfolgte plötzlich ein heftiges Krachen und zugleich stieg aus den Fussbodenluken Dampf auf.

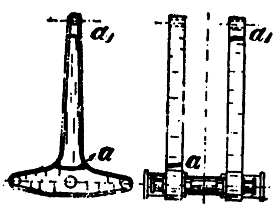
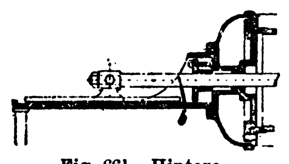


Fig. 659–660. Bruch des Luftpumpenantriebes.

Der Maschinist drehte schleunigst das Absperrventil zu. Das Kunstkreuz, aus zwei gleichen Teilen zusammengestellt, war gebrochen und zwar der eine Teil unterhalb des Angriffspunktes und der andere Teil in der Nähe der Lagerstelle.

In *Fig. 659–660* sind die Brüche mit a und a_1 bezeichnet. Ausserdem war die Führung des hinteren Kreuzkopfes an der Stopfbüchse abgebrochen. Den Bruch zeigt *Fig. 661* und ist derselbe mit b bezeichnet.

Die Ursache dieser Brüche liegt vermutlich in der einseitigen Beanspruchung des Kunstkreuzes beim Arbeiten mit nur einer Luftpumpe.


Fig. 661. Hintere Kolbenstangenführung.

Inzwischen setzte man das Wechselventil um und arbeitete mit Auspuff. Die Maschine leistete hierbei nur etwa $^2/_3$ gegen früher und brauchte pro Pferdekraft ca. $30^0/_0$ mehr Kohlen.

Eine **Reparatur** des gusseisernen Kunstkreuzes erschien nach Lage der Sache nicht durchführbar, man bestellte Ersatz bei der Fabrik, welche die Maschine geliefert hatte. Immerhin dürfte bis zur Anlieferung des neuen Kunstkreuzes 2 bis 3 Wochen vergehen.

105tes Beispiel. (Versagen der Speisepumpe.)*)

Bei der Inbetriebsetzung — dem ersten Probelauf einer liegenden Dampfmaschine mit Kondensation — ereignete sich der Fall, dass der **Wasserstand des Kessels** fortwährend sank, trotzdem die Speisepumpe der Maschine fortdauernd in Betrieb war.

Der Monteur geriet in grosse Aufregung, da der Besitzer der Fabrikanlage bald erscheinen sollte. Die zweite Speisevorrichtung war noch nicht fertig gestellt, so dass der Monteur nur auf die von der Dampfmaschine betriebene Speisepumpe angewiesen war. Die Ventile wurden mehrmals nachgesehen, doch war kein Fehler zu entdecken, da die Ventile durchaus dicht befunden wurden.

Der Wasserstand sank immer mehr, so dass der Monteur das Feuer unter dem Dampfkessel herausziehen liess, um einer Katastrophe vorzubeugen.

Er war niedergeschmettert als der Fabrikbesitzer eintrat, da er annehmen musste, der letztere würde ihn für unfähig ansehen. Da er sich die Ursache durchaus nicht erklären konnte und annahm, die Pumpe sei nicht leistungsfähig genug, um das von der Maschine gebrauchte Wasserquantum zu ersetzen, reiste er zur Fabrik, um dem Oberingenieur den Vorgang mitzuteilen.

Hier wurde nun nachgewiesen, dass die Speisepumpe reichlich bemessen und jedenfalls der Grund der geringen Leistungsfähigkeit in dem Umstande zu suchen sei, dass das Saugrohr der Speisepumpe direkt über dem Druckventil der Luftpumpe angebracht ist. Dem Monteur wurde aufgetragen, sofort wieder zurückzureisen und vor dem Saugrohr *a* (*Fig. 662*) der Speisepumpe ein starkes Blech *b* anzubringen, welches der von der Luftpumpe geförderten Luft den Weg zum Saugrohr der Speisepumpe verlegte. Nachdem dieses Blech angeschraubt, überzeugte sich der Monteur, dass jetzt die Speisepumpe die nötige Wassermenge reichlich förderte, da er nur in grösseren Pausen dieselbe in Betrieb zu setzen brauchte. Er meldete das Ergebnis der

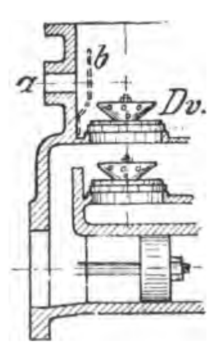


Fig. 662.

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

Fabrik, die dafür sorgte, dass bei späteren Luftpumpenkonstruktionen vor dem Saugrohr der Speisepumpe eine gusseiserne Wand vorgesehen wurde.

106tes Beispiel. (Schläge in der Pumpenrohrleitung.)*)

Die Kondensationsanlage ist folgendermassen eingerichtet:

Das gemeinschaftliche Abdampfrohr *a (Fig. 663)* teilt sich am Ende in zwei Stutzen, deren jeder in ein Kondensatorrohr *C* mündet. Diese beiden Kondensatorrohre liegen,

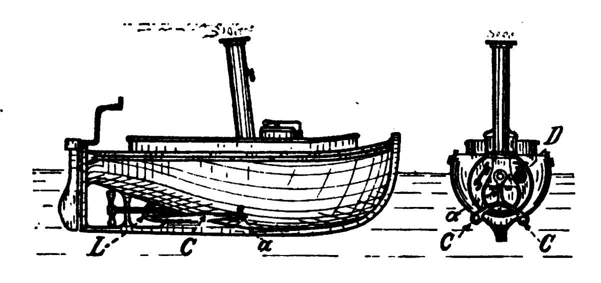


Fig. 663–664.

wie *Fig. 663 und 664* zeigen, ausserhalb des Bootes zu beiden Seiten des Kieles. Der Abdampf strömt nun in diese Rohre und wird durch das dieselben umgebende Wasser niedergeschlagen. Das Kondensationswasser wird durch eine Luftpumpe durch die Leitung *L* abgesaugt und in eine Sammelcisterne befördert, aus welcher es wiederum die Speisepumpen in den Kessel drücken.

Wenn nun das Boot schnell durch das Wasser gleitet, so hat man, falls alle Rohrleitungen dicht sind, das schönste Vakuum in den Kondensatorrohren, wenngleich dasselbe auch nur ein ungenügender Beweis für die Güte der Kondensation selbst ist.

Wird jedoch das Boot zum Schleppen grosser Prähme oder schwerer Scheiben verwendet, wobei die Maschine Volldampf läuft, das Boot des Schleppens wegen aber nur langsam im Wasser vorausläuft, dann stellen sich häufig Schwierigkeiten ein.

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.



Es wird dann nämlich das die Kondensatorrohre umgebende Wasser erwärmt, und dann hat man ein sehr niedriges oder gar kein Vakuum, sondern oft **Gegendruck** im Kondensator. Dann muss man mit Auspuff fahren, was wiederum den Nachteil mit sich bringt, dass das Frischwasser zum Speisen des Kessels sehr bald verbraucht ist und man mit dem schädlichen Seewasser speisen muss.

Aus Vorstehendem ersieht man, dass die Oberfläche der Kondensatorrohre als Kühlfläche nicht ausreicht und man neue Rohre von grösserem Durchmesser anbringen müsste. Oder ist die Ursache des mangelhaften Vakuums anderweitig zu suchen? Den Beweis, dass alles an Luftpumpe und Rohrleitungen dicht ist, liefert das Vakuummeter, welches stets fast vollkommene Luftleere anzeigt, wenn man nur wenig Dampf auf die Maschine giebt, oder wenn das Boot schnell durchs Wasser gleitet.

Die beiden Speisepumpen werden direkt von der Kurbelwelle angetrieben. In der Pumpenrohrleitung machen sich nun **Schläge** von solcher Stärke bemerkbar, dass davon die ganze Leitung erzittert. Es mag dies seinen Grund erstens in der hohen Tourenzahl — die Maschine macht durchschnittlich 220 Umdrehungen pro Minute — und zweitens darin haben, dass die Saugleitung Gefälle nach den Pumpen zu aufweist. Die Saugleitung anders, d. h. richtig anzuordnen, ist ohne bedeutende Arbeit und Zeitverlust nicht ausführbar, weshalb man eben vorläufig unter den misslichen Zuständen weiter arbeiten muss, bis das Boot einmal ausser Dienst gestellt wird.

Ein weiterer Übelstand ist das häufige **Versagen der Speisepumpen.**

Nichts ist unangenehmer, als wenn man während der Fahrt plötzlich kein Wasser in den Kessel bekommt. Mit der noch vorhandenen kleinen Handpumpe Wasser aufzuspeisen, ist bei einem unter Druck befindlichen Dampfkessel ebenso mühsam, wie zeitraubend. Man ist dann gezwungen, langsam zu fahren und die Pumpen aufzunehmen.

Gewöhnlich sitzen dann die Ventile fest, oder die den Ventilen untergelegten Platten, aus Vulkanfieber bestehend, sind entweder schief oder uneben gehämmert oder ganz zertrümmert. Hat man neue Scheiben vorrätig, so setzt man eine neue ein, andernfalls muss man mit dem blossen Metallventil lospumpen.

Die Ursache des Versagens ist ebenfalls in der hohen Tourenzahl zu suchen, weshalb man bei neueren Maschinen die Speisepumpen nicht direkt von der Kurbelwelle, sondern durch ein Schneckengetriebe antreibt, dadurch wird der Gang der Pumpen zweckmässig verlangsamt.

Die Rückschlagventile am Kessel sind ohne Absperrvorrichtung ausgeführt. Kürzlich hatte sich irgend ein Fremdkörper in einem der beiden Ventile festgesetzt. Das Rückschlagventil *D* konnte sich demnach nicht mehr schliessen, sodass Dampf und heisses Kesselwasser aus der Stopfbüchse der Speisepumpe hervordrang.

Da man nun die Leitung nicht absperren konnte, so war man gezwungen, das Ventil an dem unter Druck befindlichen Kessel in Ordnung zu bringen. Da sich das Ventil an der untersten Seite des Kessels, dicht über den Bootsbooten, befindet, so konnte man nur sehr schwierig an dasselbe gelangen. Auf dem Bauche liegend lüftete man das Ventil, nachdem man die Rohrleitung abgeschraubt hatte, mehrere Male vorsichtig mit einem Hebel an, sodass schliesslich vom Dampf ein Stück Holz aus dem Ventil geschleudert wurde, worauf das Ventil wieder dicht hielt.

Abschnitt II.

Schwerkranke Maschinen.

Die **Fortschritte im Bau der Dampfmaschinen** in den letzten hundert Jahren sind ganz enorme. Der Kohlenverbrauch der Dampfanlagen beträgt nur noch etwa den vierten Teil gegen damals.

Dieses gilt leider nicht allgemein. Viele Maschinenbauer wissen, dass die Dampfmaschine die geduldigste Maschine ist, dass dem Empfänger in den meisten Fällen jegliche Sachkenntnis abgeht; die Maschine wird gekauft, bezahlt und der Empfänger muss den Schaden tragen.

Zieht letzterer einen Sachverständigen zu Rate, so ist für ihn die Sache etwas günstiger; er kann die Beseitigung der an der Maschine vorhandenen Mängel fordern, event. sogar die **Zurücknahme** der Maschine durchsetzen.

Damit ist ihm aber in den meisten Fällen nicht gedient, denn auf das Fundament passt nicht ohne weiteres eine andere Maschine, zudem bringt ihm ein **Betriebsstillstand** von mehreren Wochen oder Monaten grossen Schaden. Das Ende vom Liede bei derartigen Reinfällen ist meistens dasselbe:

Der Empfänger behält die Maschine, bezahlt sie **und schimpft auf den Lieferanten.**

107tes Beispiel. (Schwerkranke Maschine.)

„Da soll doch gleich der Teufel hineinfahren! Was ich für Malheur mit meinem Dampfbetrieb gehabt habe, ist nicht zu sagen.

Seit 10 Jahren eine solche Masse Betriebsstörungen durch die Dampfmaschine, dass etwa 2 Jahre Stillstand der Fabrik herauskommen! Eine Anzahl meiner besten Kunden habe ich wegen unregelmässiger Lieferung verloren. Überhaupt scheint das Schicksal gerade mich herauszufordern, trotzdem ich von früh bis in die Nacht hinein arbeite und mir keine Erholung gönne.

Ich wollte nun der Sache ein Ende machen durch Anschaffung einer neuen Dampfanlage. Diese ist nun fertig und möchte ich Sie bitten, eine genaue Untersuchung vorzunehmen, da der Lieferant die Maschine als gut bezeichnet."

„Wie sind Sie denn aber zu der Maschine gekommen?"

„Hm, wie das so geht, ich wollte wegen der vorher erwähnten Betriebsstörungen die Maschine recht schnell haben, und auf der Suche nach einer solchen kam ich denn zu dieser Maschine, da dieselbe schnell geliefert werden sollte.

Der Fabrikant der Maschine versicherte mir, dass dieselbe bereits 1 Jahr gearbeitet und wegen Aufstellung einer grösseren Maschine frei wurde und dass ich etwas ganz besonders Gutes erhalte. Ein Ingenieur, mit dem ich eine Besichtigung vornahm, redete mir zu und ich bestellte diese Zwillings-Maschine."

„Sehr vorsichtig scheint dieser Ingenieur aber nicht gewesen zu sein, da er doch wusste, dass Sie nach jahrelangem Laborieren mit der alten Maschine einen sicheren Betrieb wünschten.

Was hat denn die Maschine für Hauptdimensionen?"

„*Cylinderdurchmesser . . . 523 mm,*
Kolbenhub . . . . 942 „
Umdrehungen . . . . . . 60.

Die Maschine soll 250 effektive Pferdekräfte leisten, ausserdem ist mir 25% Kohlenersparnis gegenüber der alten Maschine garantiert. Der Betriebsdruck 6 Atm.

Was übrigens die schnelle Aufstellung betrifft, so ging das doch anders, als ich gedacht habe; auf die Seilscheibe, welche extra angefertigt wurde, musste ich 6 Monate warten; alles Drängen meinerseits nützte nichts."

„Und der Kostenpunkt der Maschine?"

„11 000 Mark kostet die Maschine, ohne Seilscheibe, alles zusammen mit dem neuen Maschinenhaus, der neu hinzugekommenen Transmission u. s. w. 70 000 Mark."

„Das ist allerdings kein hoher Preis für die Dampfmaschine. Es hätte aber auch nicht viel ausgemacht, wenn Sie noch 10 000 Mark mehr für die Maschine angelegt hätten. Nun wollen wir aber daran gehen und sehen, was Sie fürs Geld bekommen haben."

Die Maschine wurde also erst mit dem Indikator untersucht und des anderen Tages im kalten Zustande die Cylinder, Lager u. s. w. nachgesehen. Die Gehäuse der Steuerventile wurden nicht geöffnet.

Die Diagramme (*Fig. 665 und 665 a*) zeigen

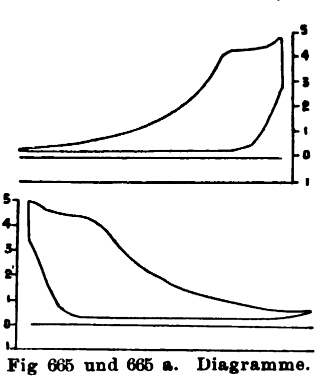


Fig 665 und 665 a. Diagramme.

1. einen zu hohen Gegendruck, letzterer wechselt stark, so dass fast jedes genommene Diagramm einen andern Gegendruck aufweist;
2. ein zu spätes Eröffnen der Auslassventile, erkennbar durch den Schnabel zu Beginn des Austritts (*Fig. 665 a*);
3. ein Drosseln des Eintrittsdampfes.

Das Schutzgeländer ist aus Holzlatten und Drahtstiften konstruiert, wie in *Fig. 666* dargestellt. Ein Anlehnen an dasselbe ist gefährlich.

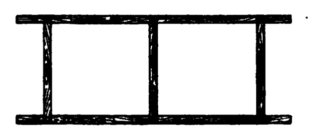


Fig. 666. Schutzgeländer aus Holz.

Beide Maschinenseiten äusserten ganz bedenkliches Schlagen, es rührt dieses hauptsächlich von dem mangelhaften Zustand der Laufflächen der Kurbelzapfen und der Hauptlager her, da ein festeres Anziehen der Lagerschalen nicht angängig, weil sonst Heisslaufen eintritt.

Die beiden Wellen zum Antrieb der Steuerungen schlagen und würgen; um die Ursache des Zitterns und Würgens zu finden, sollte die Machine langsam gedreht werden, es stellte sich aber heraus, dass letzteres nicht möglich war, da weder ein Schaltwerk (Drehvorrichtung),

noch irgend welche Ansätze am Schwungrad zum Knippen vorhanden waren.

„Zwanzig Mann können die Maschiue nicht drehen", sagte der Maschinist, „wir haben es schon versucht."

Es blieb nun nichts anderes übrig, als mittelst eines Taues und der Fusswinde, wie in *Fig. 667* gezeichnet, die

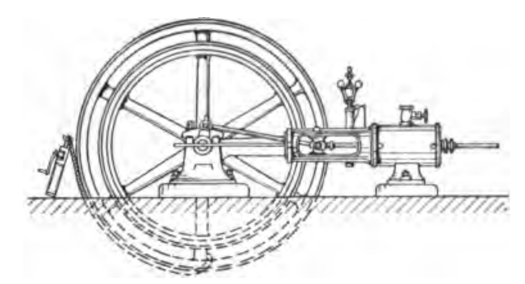


Fig. 667. Drehen der Maschine.

Drehung vorzunehmen. Da es jedoch 4 Stunden währte, um mit dieser Einrichtung die Maschine einmal herum zu drehen, so konnte eine Kontrolle des **Zahnräderantriebes** der Steuerwelle auf diese Weise nicht stattfinden und musste dieses auf eine andere Gelegenheit verschoben werden.

Das Drehen der fraglichen Maschine hätte ja leichter gegangen, wenn wir die **8 Seile des Hauptantriebes** abgenommen hätten, dieses ist aber keine leichte Arbeit und erfordert viel Zeit.

Die nächste Untersuchung der Dampfmaschine wurde 8 Tage später vorgenommen und zum Drehen der kalten Maschine folgende Einrichtung getroffen:

Wir benutzen eine Winde (Kabel, *Fig. 668*), belasten die Ständer derselben mit Gewichte und schlingen ein

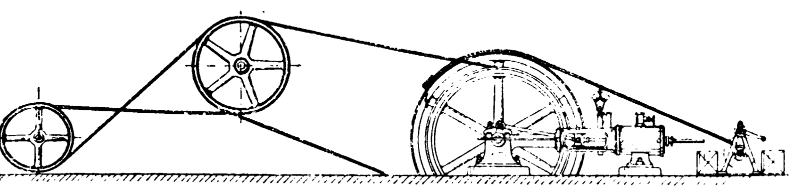


Fig. 668. Drehen der Maschine durch Kabel.

Tau mehrmals um das Schwungrad. Auf diese Weise geht das Drehen der Maschine sehr schnell und bequem.

Die weitere Untersuchung ergab nun folgendes:

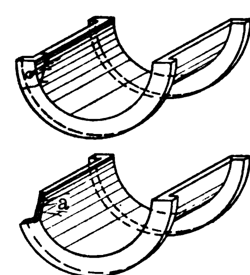


Fig. 669. Obere Schale des Hauptlagers, mit Drahtstift geflickt.

Die Laufstellen der **Kurbelachse** haben 190 mm Durchmesser und 300 mm Länge, vierteiliges Lager, die obere Hälfte ist aus Weissguss. Nach kurzer Betriebszeit war aus dem oberen Teil ein Stück abgefallen, und daraus war zu erkennen, dass das Lager **mit Drahtstiften geflickt war!**

Die Deckel beider **Dampfkolben,** besonders an der rechten Seite haben porösen Guss, es zeigen sich Löcher bis 20 mm Tiefe.

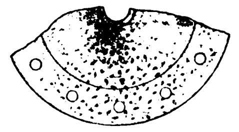


Fig. 670. Poröser Guss des hinteren Cylinderdeckels.

Der hintere Cylinderdeckel der rechten Seite ist sehr porös bezw. schlecht im Guss, in einer Weise, welche einen Bruch desselben befürchten lässt.

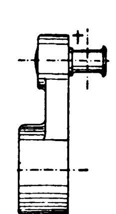


Fig. 671.

Die untere Fläche der **Rundführung** des Kreuzkopfes der rechten Maschinenseite hat gefressen und ist dadurch die Gleitfläche zum Teil beschädigt.

Wir wollen inzwischen

die Maschine abschnüren,

um zu sehen, ob die Montage Fehler aufweist. Deshalb werden die hinteren Cylinderdeckel, Kolbenstangen, Kreuzköpfe, Treibstangen und die vorderen Stopfbüchsen abgenommen, die Schnur gespannt und nach dem Cylinder ausgerichtet, dann wird die Kurbel nach allen vier Richtungen gestellt.

Bezeichnen wir die Entfernung der Schnur bis zum inneren Rand des Kurbelzapfens mit + (plus), s. *Fig. 671,* so ergab sich in vorliegendem Falle folgendes:

Linke Maschinenseite:			Rechte Maschinenseite:		
Kurbel horizontal	+ 61	mm	Kurbel horizontal	+ 61 ½	mm
„ „	+ 61 ½	„	„ „	+ 61	„
„ oben	+ 61 ½	„	„ oben	+ 61	„
„ unten	+ 61	„	„ unten	+ 60 ½	„

Die Lauflänge des Zapfens beträgt 120 mm. Es war nun noch nötig, die Entfernung der Schnüre beider Maschinenseiten an der Hauptachse und an den Cylindern (hinten) nachzumessen und ergab sich eine Differenz von 6 mm. (*Fig. 672*).

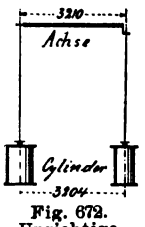


Fig. 672. Unrichtige Montage.

(Dass ein fehlerhafter geometrischer Zusammenhang der bewegten Teile vorhanden sein musste, war schon daraus zu erkennen, dass der Kreuzkopfschlitten der Rechtsmaschine während des Betriebs nach der Aussenseite der Bahn gedrängt wurde.)

Um nun auch die Lage der Hauptachse genau festzustellen, wurde die in *Fig. 673* angedeutete Setzwage aus

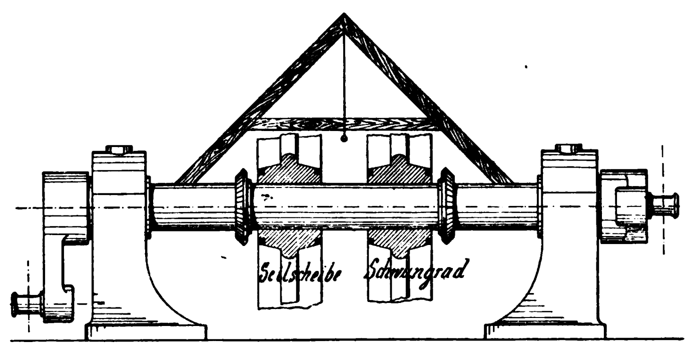


Fig. 673. Abwiegen der Hauptachse.

Latten, mit einem Senkel in der Mitte, angewandt. Durch mehrmaliges Drehen ergab sich, dass die Achse genau horizontal lag.

Um dem unruhigen und würgenden Gang der Steuerwellen auf die Spur zu kommen, wurden die Zahnräder untersucht und ergab sich folgendes:

Das Winkelgetriebe des Regulators kämmt unrichtig, indem je ein Zahn des Ritzels zwei der Zähne des grösseren Rades wechselseitig in der Nähe des inneren und des äusseren Zahnkreises berührt. Dabei schlottert das grössere Rad auf der Steuerachse, weil dessen Bohrung zu weit ist; es ist eine solide Befestigung desselben somit nicht möglich.

Die Ursache des unrichtigen Kämmens dieser Räder fand sich durch Messung in dem Umstande, dass die

Mittellinie der Regulatorspindel, statt durch die Mittellinie der Steuerachse zu führen, **15 mm neben dieselbe trifft**, wie *Fig. 674–675* zeigt, und beruht dies auf fehlerhafter Ausbohrung des aus einem Gussstück bestehenden Regulatorständers. Infolge dieses Fehlers versagte der Regulator mehrfach seinen Dienst, weil durch die Erschütterung der falsch kämmenden Zähne das Zahnsegment des Steuerantriebes lose wurde und teilweise ausser An-

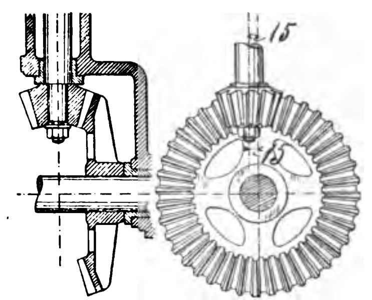


Fig. 674—675. Fehlerhafter Räderantrieb.

griff kam. Der Maschinist musste deshalb immer am Absperrventil stehen, um ein „Durchgehen der Maschine“ zu verhindern.

Ein nachträglich an dem nach unten durchgeführten Gestänge des Regulators angebrachtes **Bleigewicht** von 150 kg wird durch zwei Schräubchen von $^3/_8$"-Gewinde getragen. Wenngleich der Querschnitt dieser Schräubchen von zusammen 0,88 qcm auch ausreichen mag, obiges Gewicht im Ruhestande zu tragen, so ist derselbe angesichts der in dem Gestänge auftretenden Erschütterungen und Zerrungen als entschieden zu schwach zu bezeichnen, und bietet dieser Umstand fortwährend die Gefahren, welche mit Eintritt eines Versagens des Regulators verbunden sind.

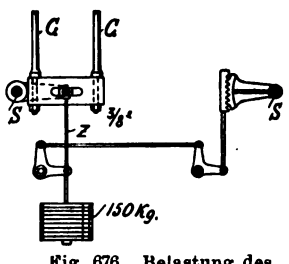


Fig. 676. Belastung des Regulatorgestänges.

Es fand sich ferner noch, dass die **Grundringe und Stopfbüchsbrillen** der Cylinder weit ausgeschlissen sind, und haben die Stopfbüchshälse durch die Einwirkung der Fettsäure sich so erweitert, dass die Stopfbüchsen nur

unter ausserordentlichem Anziehen gedichtet werden können, wodurch starke Reibungen und Kraftverluste hervorgerufen werden. Im Betriebe zeigten sich die Stopfbüchsen ihrem Zustande entsprechend dann auch undicht.

Die **Kreuzköpfe** beider Maschinenseiten zeigen Porösität des Stahlgusses. Zur Verdeckung dieser Fehler sind die Löcher mit Blei teilweise ausgefüllt.

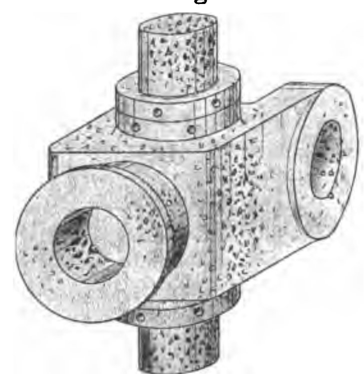


Fig. 677. Kreuzkopf.

In ***Fig. 677*** ist dieser Kreuzkopf dargestellt; so sah er aus, als die Bleifüllungen herausgekratzt waren.

Der hintere **Ventilsitz** der Rechtsmaschine war schon in gebrochenem Zustande eingebaut. Einem Arbeiter, welcher auf diese Ungehörigkeit aufmerksam machte, erwiderte der Monteur: „das macht nichts".

Es war nicht nur der Sitz gebrochen, sondern auch die centrale Führungsbüchse *a* für die Ventilspindel.

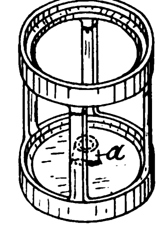


Fig. 678. Gebrochener Ventilsitz.

Die **Hauptlager** der Maschine sind schon recht abgenutzt. An der Rechtsmaschine ist dasselbe riefig gelaufen; die Seitenpfanne zeigte ein schiefes Anliegen. Die obere, aus Weissguss bestehende Pfanne war an einer Ecke gebrochen und wie schon in ***Fig. 669,*** Seite 282, angegeben, das abgebrochene Stück mit einem Nagel wieder angeheftet. An dieser Stelle war die Pfanne ferner in einer Länge von 90 mm eingerissen.

Eine genauere Besichtigung der **Kurbelzapfen** liess dieselben als riefig gelaufen und als unrund erkennen.

Eine genaue Nachmessung ihrer Stellung ergab ferner, dass dieselben schief in den Kurbeln und nicht parallel mit der Achse sitzen, was sich ausserdem durch den wechselseitigen, einseitigen Verschleiss derselben schon zu erkennen gab.

Die **Cylinder** sind im Kolbenlauf schon stark geschlissen und da die Lauffläche nicht weit genug abgebohrt ist, die Kolbenringe also nicht überlaufen, hat sich durch den Verschleiss ein Ansatz in jedem Cylinder gebildet, der zur Kolbenundichtheit das Seinige beiträgt und ein Klatschen der Ringe verursacht.

Von der Maschinenachse wird mit offenen Seilen ein **erstes Vorgelege** getrieben, von welchem die Fabrik die Kräfte entnimmt. Sowohl die Seilscheibe auf der Maschinenachse, wie auch die der Vorgelegewelle, beide aus Hälften zusammengesetzt, haben Seitenschlag von **5 — 6 mm**, auch scheint letztere mit der Seilscheibe der Maschine nicht in einer Ebene zu liegen, da die Vorgelegewelle durch den Betrieb schon über **13** mm seitlich gedrängt worden ist, wie der darauf befindliche Stellring erkennen lässt.

Von dieser Achse wird mit **gekreuzten Seilen** (vergl. *Fig. 668*, Seite 281) ein zweites Vorgelege getrieben, das durch Klauenkuppelung mit der Welle für die Drahtzüge verbunden ist. Auch diese Seilscheibe wird mit ihrer Achse seitwärts, in der Richtung nach der Maschine hin, gedrängt und hat ihre ursprüngliche Stellung schon um **10 — 13 mm geändert.** Allem Anschein nach stimmen die Mittellinien der beiden Achsenstücke nicht überein, so dass die verbindende Klauenkuppelung die Verbindung würgend zu lösen strebt.

Es sei noch erwähnt, dass sich der Besitzer der Maschine von den (während der vier Wochen Betriebszeit) gebrochenen Teilen der Dampfmaschine und Transmission eine Sammlung angelegt hat, dieselbe befindet sich im Comptoir auf einem Tische und macht den Eindruck eines **Museums für Altertümer.**

Wie ein Heiligtum werden die Sachen aufbewahrt, um im Falle einer Klage vor Gericht als corpus delicti zu dienen.

Um die in Rede stehende Anlage einigermassen betriebsfähig und betriebssicher zu machen, bedarf es folgender Arbeiten und Erneuerungen an derselben:

a) Der Seitendruck in der Rundführung der Rechtsmaschine ist durch **Ummontage** der Cylinder und Richtigstellung der Kurbelzapfen zu beseitigen.

b) Am Schwungrad ist ein **Schaltwerk** oder eine sonstige, geeignete Vorrichtung anzubringen, um die Maschine von Hand drehen zu können, wie dies zur Vollständigkeit der Dampfmaschine erforderlich ist.

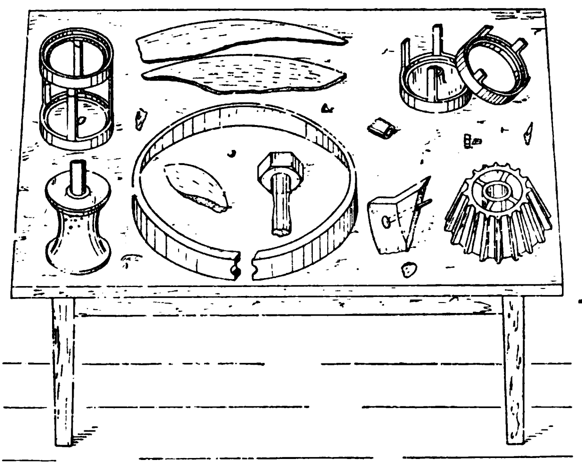


Fig. 679.

c) Der **Regulator** ist in brauchbaren Zustand zu setzen und zwar bedingt dies Erneuerung des ganzen Regulatorsständers, da der vorhandene verbohrt ist und die beiden Achsen des Winkelgetriebes sich im vorhandenen Ständer nicht richtig zu einander stellen lassen.

d) Gleichzeitig ist das **Gestänge des Regulators,** besonders in der Schraubenverbindung, zu verstärken.

e) Der Rechtscylinderdeckel ist durch einen fehlerlosen zu ersetzen; die übrigen Stopfbüchshälse nachzubohren, mit neuen Grundringen, Stopfbüchsfuttern und, wenn dann erforderlich, mit neuen Brillen zu versehen.

f) Die **Kreuzköpfe** sind durch dichten Stahlguss zu erneuern, mit Bolzen von mindestens 85 mm Durchmesser und 155 mm Länge zu versehen und denselben gut schliessende Stellmuttern für die Schlitten zu geben. Die jetzigen sind wackelig.

g) Die **Kurbelzapfen** sind durch Stahl ebenfalls zu erneuern und parallel mit der Achse zu stellen. Dieselben haben mindestens 120 mm Durchmesser und 150 mm Länge zu erhalten und reicht der Lauf also bis zur Kurbelstirnfläche. Die Kurbeln sind selbstredend, entsprechend den dickeren Zapfen, auszubohren.

h) Die **Achse** hat, bei einer Beanspruchung von $k =$ 500 kg in den Läufen mindestens einen Durchmesser von 210 mm zu erhalten, um für die Beanspruchung mit 6 Atm. Betriebsdruck genügende Sicherheit zu bieten.

i) Aus der notwendigen Verstärkung und Verlängerung der Kurbelwarze und des Kreuzkopfbolzens folgt auch die nötige **Erneuerung der Treibstange.**

k) Zu den **Hauptlagern** der Maschine sind die zerbrochenen Pfannen durch neue gute zu ersetzen und die Fehlerhaftigkeit der übrigen durch Nacharbeit zu beseitigen.

l) Der **Dampfcylinder** ist an beiden Maschinenseiten im Innern so nachzuarbeiten, dass die Liderringe die Kolbenbahn auf jeder Seite um 1 mm überlaufen, wodurch die Gratbildung in den Cylindern beseitigt wird.

m) Die **Kolbenliderungen** sind an ihren Stossstellen mit dampfdichten, gut befestigten Schlössern zu versehen, an denen die Schrauben gegen Losgehen gesichert sind. In Anbetracht der verschlissenen Gewinde ist auch die Erneuerung der Liderringe erforderlich und eine gesicherte Blattfederspannung bei beiden Kolben anzubringen.

n) Die fehlerhaften Deckel der Kolben sind durch gute neue zu ersetzen und die Kolbenschrauben darin gegen Lösen gut zu sichern.

o) Schliesslich ist die Maschine von neuem richtig und gut zu **montieren,** so dass die Richtigkeit des geometrischen Zusammenhanges der Teile erreicht wird.

p) An den gelieferten **Transmissionsteilen** ist das Wandern der Achsen durch Neumontage oder Erneuerung der schlagenden Seilscheiben, durch Richtiglegung der beiden Achsen für die Drahtzieherei und Verbesserung der Kuppelungsvorrichtung daselbst, sowie durch Anbringung einer grösseren Anzahl von Stellringen und je eines Stirnlagers an den bezüglichen Köpfen der Wellen zu beseitigen.

Da die Güte der Arbeit an dem, in die **Seilscheibe** der Drahtzieherei eingesetzten **Flicken** sich der Beurteilung entzieht, soll über die Haltbarkeit dieser Ausbesserung

ein Urteil nicht gefällt werden. In Anbetracht aber des aus vorstehender Beobachtung hervorgehenden Grades von Gewissenhaftigkeit in der Ausführung der gesamten Einzelheiten der in Rede stehenden Anlage ist nicht die Überzeugung zu gewinnen, dass bei Einsetzung dieses Flickens mit erforderlichem Geschick und Umsicht verfahren sei; in welch anderem Falle die Flickstelle stets eine grosse Gefahr bieten würde.

Nach Ausführung vorbezeichneter Erneuerungen und Besserungen wird die Anlage imstande sein, den vom Besteller beabsichtigten Zweck leidlich zu erfüllen; im gegenwärtigen Zustande dagegen ist dieselbe dazu **gänzlich ungeeignet** und entspricht nach keiner Richtung den der Lieferung zu Grunde liegenden vertragsmässigen Abmachungen.

Diese von den Gutachtern als notwendig erkannten Änderungen wurden vom Lieferanten ausgeführt, aber die Maschine giebt dennoch zu vielen Betriebsstörungen Anlass.

108tes Beispiel. (Schwerkranke Maschine.)

Wir hatten kürzlich Gelegenheit uns zu überzeugen, wie man den Dampfmaschinenbau ohne weiteres als **Specialität** betreiben kann.

Eine kleine Werkstatt, in welcher Ventilatoren, Feldschmieden und dergleichen bisher fabriziert wurden, gelangte in den Besitz eines Kaufmanns, und dieser ging einfach zum **Dampfmaschinenbau** über. Er empfiehlt sich zum Bau von Dampfmaschinen von 2 bis 500 Pferdestärken. Der Leser wird fragen, wie ist dieses ohne weiteres möglich, und doch ist die Sache sehr einfach.

Er bezieht von einer Magdeburger Firma die Gussteile zu den Dampfmaschinen für 25 Mk. pro 100 kg und erhält die Arbeitszeichnungen gratis. Nun geht der Dampfmaschinenbau los.

Vorerst sei jedoch ein besonderer Kniff, um Bestellungen zu erhalten, erwähnt. Die erste Maschine fertigt er nicht selbst an, sondern bezieht dieselbe aus einer guten Dampfmaschinenfabrik und benutzt sie als Referenz. Jeder Reflektant darf sich die Maschine im Betrieb ansehen und sich von der Leistungsfähigkeit unseres neuen Dampfmaschinenfabrikanten überzeugen.

Auf diese Weise war in unserem Falle ein biederer Bäckermeister zu der Überzeugung gelangt, dass er eine

gute Maschine erhielt, zumal er ohne weiteres den verlangten hohen Preis (1850 Mk.) bewilligte.

Nachdem das Geschäft zustande gekommen, machte ein Bekannter unseren Bäckermeister darauf aufmerksam, dass er bei der ganzen Geschichte gehörig hereinfalle. Was nun thun? Er kommt zu uns mit der Bitte, die Maschine im Rohbau nachzusehen und alle Verstösse gegen sachgemässe Ausführung zu monieren.

Auf diese Weise kamen wir dazu, die Einrichtung der Maschinenfabrik für 2 bis 500 Pferdestärken in der Nähe zu betrachten.

Die in Rede stehende **15pferdige horizontale Dampfmaschine** hat folgende Hauptdimensionen:

Cylinderdurchmesser . . = *275 mm,*
Kolbenhub . . . . = *350* „
Umdrehungen . . . . = *90 pro Minute.*

Die Maschine ist mit vom Regulator beeinflusster Ridersteuerung versehen. Wir fanden sie bis auf das Einstellen der Steuerung in der Werkstatt zusammengesetzt.

Auf den ersten Anblick erregten die ungewöhnlich grossen **Excenter** unsere Aufmerksamkeit. Aus der Zeichnung ging denn auch hervor, dass zu den Maschinen von 4 bis 20 Pferdestärken dasselbe Excentermodell benutzt wird. Dieses liegt im Interesse des Gusslieferanten, denn **je mehr Gewicht** und **je weniger Zeichnungen,** desto vorteilhafter ist es für ihn.

Eine Betrachtung des Dampfkolbens und des Cylinders ergab eine zu kurze Lauflänge des letzteren, so dass die Kolbenringe an beiden Seiten ca. 5 mm überlaufen. (Hierdurch werden während des Betriebes ein Zusammendrücken der Kolbenringe, Dampfverluste, sowie Zerbrechen der Ringe verursacht.) Eine Besichtigung der **Hauptachse** ergab folgendes:

Dieselbe ist in den **Lagerläufen** zerkratzt und lässt erkennen, dass auch die Schlosser und Dreher von einem Zapfenlauf keine Ahnung haben. Dasselbe gilt vom Meister der Fabrik.

Dieser hatte übrigens noch folgenden genialen Streich auf dem Gewissen. Den Arbeitskanten des trapezförmigen **Expansionsschiebers** *E* hatte er eine ganz andere Neigung gegeben als den Kanälen *K* im Grundschieber *(Fig. 682).*

Er erklärte mir diesen Kniff mit äusserst selbstbewusster Miene dahin, dass es falsch sei, den Schluss des ganzen Einlasskanales auf einmal zu bewerkstelligen, es müsse im Gegenteil dafür gesorgt werden, dass der Schluss des Einlasskanales **langsam** erfolgen müsse!

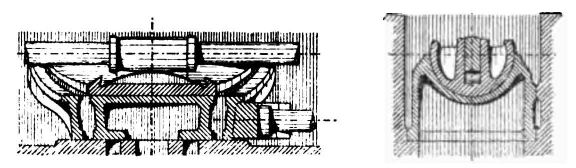


Fig. 680—681. Riderschieber.

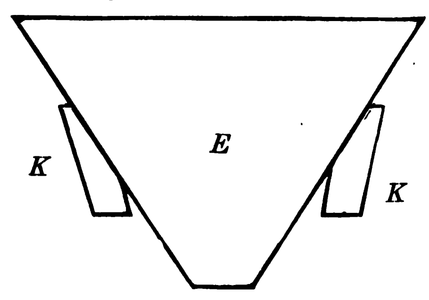


Fig. 682. Expansionsschieberspiegel.

Durch die weitere Besichtigung der Maschine stellte sich heraus, dass der kleinste **Füllungsgrad** (also bei hochstehendem Regulator) $^1/_{10}$ betrug. Man hatte also während des Betriebes den Dampf durch das Absperrventil zu drosseln, sobald die Maschine schwach belastet wird Mein Versuch, durch Verändern des Voreilwinkels des Expansionsexcenters einen kleinen Füllungsgrad zu erzielen, misslang, denn der Grundschieber hatte fast gar keine äussere Deckung und einen **Voreilwinkel** von nur 15 Grad

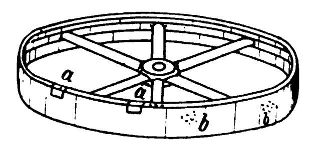


Fig. 683. Schwungrad.

Das **Schwungrad** zeichnete sich durch besonders schlechten Guss aus, man hatte sich aber auch hier zu helfen gewusst.

Die grösseren porösen Stellen im Schwungradkranz waren einfach mit Flicken *a*, wie *Fig. 683* zeigt, ausgebessert, die kleinen Stellen mit Blei gespickt.

Die von mir über den **Zustand der Maschine** abgegebene Erklärung lautete folgendermassen:

I. Dampfcylinder.

Die **Lauflänge des Cylinders** ist zu kurz, infolgedessen die Kolbenringe auf jeder Seite ca. 5 mm überlaufen. Durch diesen Fehler findet ein Zusammendrücken der Kolbenringe im toten Punkt statt, welches Klatschen der Ringe und Undichtigkeiten hervorruft. Durch strammes Einpassen lässt sich wohl das letztere für die erste Betriebszeit vermeiden, für die Dauer jedoch ist eine Maschine mit solchen Fehlern nicht betriebsfähig.

II. Steuerung.

Die Ausführung der Steuerung ist eine durchaus verfehlte. Der Grundschieber hat zu geringe äussere Deckung, zu geringe bezw. fast **keine Kompression**, sowie zu **späten** Beginn des **Dampfaustrittes.**

Hieraus resultiert ein ca. 10% höherer Dampfverbrauch. Die Maschine wird demnach durch diesen Umstand minderwertiger. Der kleinste Füllungsgrad der Maschine ist zu gross, so dass die Maschine bei höchster Stellung des Regulators und beim Leerlauf durchgeht. Wollte man bei den jetzigen Schieberdimensionen durch Veränderung des Voreilwinkels den kleinsten Füllungsgrad verkleinern, so ergäbe sich eine sehr schleichende Schieberbewegung und Drosselung des Dampfes. Durch letzteres würde der bereits erwähnte zu grosse Dampfverbrauch noch wesentlich erhöht.

III. Zapfen.

Die Zapfen, besonders der des Hauptlagers, zeigen starke Beschädigungen, welche auf leichtfertige Behandlung derselben schliessen lassen.

IV. Kolbenringe.

Das einfache Aufschlitzen des äusseren Kolbenringes ohne jede Dichtung ist unrichtig und erzeugt Dampfverlust.

V. Schwungrad.

Das an verschiedenen Stellen des Radkranzes geflickte Schwungrad kann nicht übernommen werden.

Die Folgen, welche durch Nichtbeseitigung der gerügten Mängel entstehen, fallen dem Lieferanten zur Last.

Daraufhin muss es dem Fabrikanten doch wohl etwas schwül geworden sein, denn er erklärte sich zur Anfertigung einer neuen Maschine bereit, natürlich mit der Absicht, einen andern mit der bereits ausgeführten Maschine zu beglücken, denn die Reflektanten werden niemals alle.

Wie schon erwähnt, zeigte die Maschine bei der Besichtigung in der Werkstatt des Maschinenfabrikanten soviel Mängel, dass der Lieferant eine neue Maschine anfertigte, deren Besichtigung in der Werkstatt dann nach vier Monaten erfolgen konnte und keine besonderen Mängel ergab.

Als jedoch die Maschine auf das Fundament gebracht werden sollte, stellte sich heraus, dass das **Fundament**

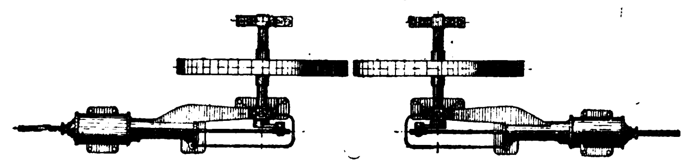


Fig. 684. Rechts bauend. Fig. 685. Links bauend.

nicht passte. Letzteres war für eine Rechtsmaschine *(Fig. 684)* angefertigt, während die Maschine selbst linksbauend *(Fig. 685)* ausgeführt war.

Man sollte dieses nicht für möglich halten, doch die Thatsache liegt vor.

Im ersten Augenblicke wusste natürlich keiner, welche Ursache zu dieser Verwechslung vorlag. Alle möglichen Vermutungen wurden ausgesprochen, der Maurer sollte nach der Rückseite der Pausleinwandzeichnung das Fundament angefertigt, die Giesserei den Rahmenfuss verkehrt angegossen haben und dergleichen mehr.

Erst nach längerer Zeit, nach Prüfung der Zeichnungen, klärte sich die Sache folgendermassen auf:

Der Maschinenfabrikant hatte zur ersten Maschine, wie schon erwähnt, die **Gussteile** samt den dazu gehörigen Zeichnungen von einer auswärtigen Firma bezogen und ge-

langte inzwischen zu der Überzeugung, dass die Gussteile bei eignen Modellen sich pro 100 kg um 5 Mk. billiger beschaffen lassen; er entschliesst sich also zur Anfertigung von **Modellen.** Hierzu benutzt er die ihm seiner Zeit zu den Gussteilen gelieferten Zeichnungen.

Um nun aber nicht gegen das Gesetz vom geistigen Eigentum zu verstossen, lässt er seine Modelle **links** anfertigen, hat dabei das bereits früher für eine Rechtsmaschine angefertigte Fundament vergessen, ist sich überhaupt nicht klar gewesen, dass die Bauart der Maschine auf die ganze Disposition Einfluss hat. So kam es denn, wie schon erwähnt, zu der Verwechslung. — Selbstverständlich musste der Maschinenfabrikant die Umänderung bezw. neue Herstellung des Fundamentes auf seine Kosten nehmen. Die Ausführung des Fundamentes geschah denn auch, aber fragt mich nur nicht wie! Schliesslich wurde die Maschine montiert und in Betrieb gesetzt. Das Drängen des Lieferanten um weitere Zahlungen veranlasste den Empfänger, die Maschine nunmehr **im Betrieb** begutachten zu lassen.

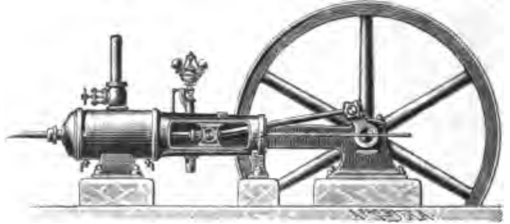


Fig. 686.

Die Maschine ist nach Art wie in *Fig. 686* gebaut, doch ohne den mittleren Rahmenfuss. Die Untersuchung ergab folgende Mängel:

Regulatorantrieb.

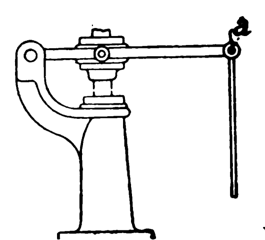


Fig. 687. Regulatorhebel.

Der Bolzen *a* am Regulatorhebel hat keine Sicherung und kann jeden Augenblick herausfallen, umsomehr, da er ganz lose im Hebel sitzt. Die anderen Bolzen am Regulator haben zwar Splinte, letztere waren aber gegen ein Herausfallen gar nicht gesichert! (Wie leicht

durch das Herausfallen eines Regulatorbolzens grosse Unfälle entstehen, ist den Maschinenbauern bekannt; wir haben über einen solchen Fall auf Seite 251 berichtet.)

Expansionsschieberstange.

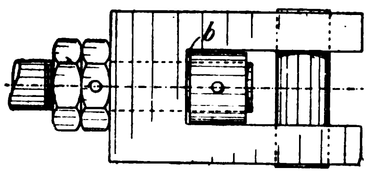


Fig. 688. Gelenk der Expansionsschieber.

Zwischen Expansionsschieberstange und Gelenkkopt der Excenterstange macht sich etwa 1—2 mm Luft (in *Fig. 688* bei *b*) bemerkbar. Dies ist absolut unzulässig, da es bei jedem Hin- und Hergange ein Klappern veranlasst und falsche Regulierung zur Folge hat.

Schmiervorrichtungen.

Die angegossenen Schmierkästen der **Schieberstangenführung** *(Fig. 689)* müssen bei *c* mit Röhrchen versehen sein, damit die Schmierdochte zwecks einer durchaus not-

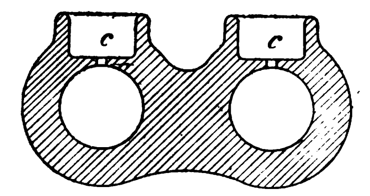


Fig. 689. Schieberstangenführung.

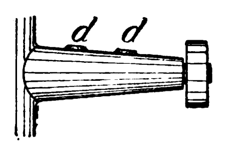


Fig. 690. Regulatorantrieb.

wendigen, regelmässigen Schmierung angebracht werden können. Auch auf der Lagerung der Regulatorachse *(Fig. 690)* müssen Schmiervorrichtungen bei *d* angebracht werden.

Fundament.

Eine neue Erfindung scheint zum Vertuschen der Montagefehler angewandt zu sein, welche als durchaus unzulässig bezeichnet werden muss.

In den **Muttern der Anker** am Hauptlager steckt nicht etwa das Gewinde des Ankers, sondern Brotteig.

Letzterer ist dann samt der Mutter schön mit Farbe überstrichen. Der Jurist würde dies mit „Vorspiegelung falscher Thatsachen“ benamsen.

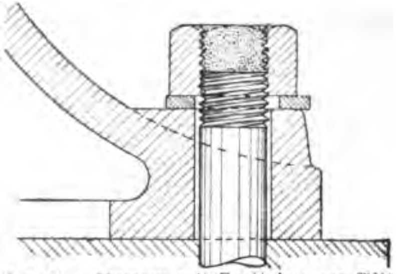


Fig. 691. Muttern mit Brotteig ausgefüllt.

Die Anker am Rahmenfuss und Cylinder haben überhaupt noch allerhand Mängel, so z. B. liegen einige Muttern nur an einem äusseren Punkte *h* an (*Fig. 692*), so dass man bei *g* bequem mit dem Messer darunter fahren kann. Das einseitige Vorstehen der Unterlegsscheiben gegen den Nocken sieht hässlich aus.

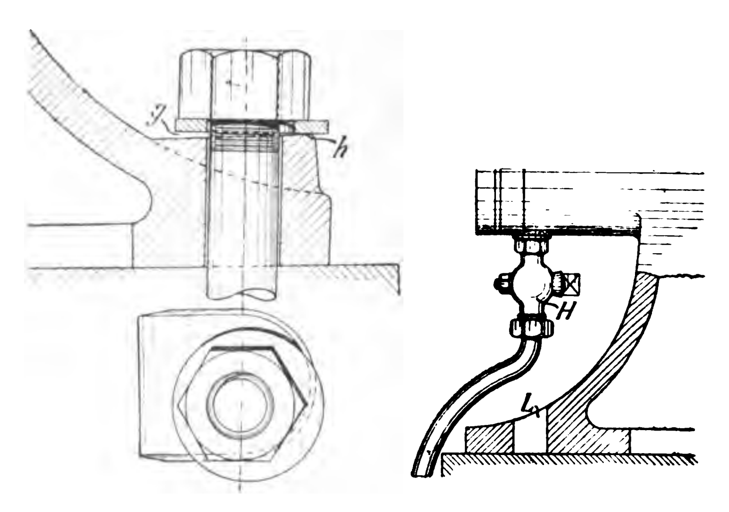


Fig. 692—693. Fig. 694.

Das **Fundament** scheint sehr schlecht hergestellt zu sein. Bei meiner Besichtigung zeigte sich der vordere Ablasshahn *H* (*Fig. 694*) undicht und es lief eine Menge

Wasser heraus und zwar direkt in das Loch *L*. Das Wasser verschwand im Fundament, ein Zeichen, dass das Fundament schlecht war und der Rahmen bei der Montage gar nicht oder mangelhaft untergossen wurde. Letzteres bestätigte sich noch dadurch, dass der Rahmenfuss am Hauptlager sich bei jedem Hub vom Fundament ablöste, wie man während des Betriebes beobachten konnte.

Umkleidung des Cylinders.

Die Umkleidung ist am Dampfcylinder in sehr mangelhafter Weise befestigt.

Saugleitung der Pumpe.

Die Saugleitung vom Bassin bis zur Maschinenspeisepumpe ist zu eng (20 mm Durchmesser), hat ausserdem

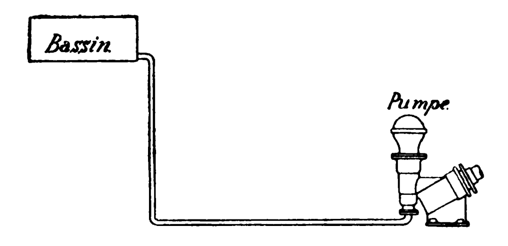


Fig. 695. Saugleitung.

viele scharfe Ecken, infolgedessen versagt die Speisepumpe häufig. Die Leitung muss durch weitere Rohre ersetzt werden.

Allgemeines.

Es ist unbedingt erforderlich, dass die gerügten Mängel beseitigt werden, dass der Monteur eine Zeit lang bei der Maschine bleibt, dafür sorgt, dass die Excenter nicht mehr heisslaufen, dass die Maschine bei 6 Atm. Dampfdruck und ganz geöffnetem Absperrventil einige Tage läuft und sollte, wie es den Anschein hat, der Regulator nicht imstande sein zu regulieren, ein neuer, schwererer angeordnet wird.

109tes Beispiel. (Eine Musteranlage.)

„Hierdurch bitte ich Sie, mich zu besuchen, und meine Dampfmaschinen nachzusehen; ich gebrauche zu viel Wasser und zu viel Kohlen.“

Mit dem Bewusstsein, einen Patienten in Behandlung zu nehmen, folgte ich der Einladung.

Die Maschine, um welche es sich handelt, war vor einigen Jahren alt gekauft; es war früher eine Pumpe, welche dann zu einer Dampfmaschine hergerichtet wurde. So fand sich z. B. in Bezug auf die Steuerung ein wunderbarer Regulatorantrieb vor.

Die Diagramme ergaben nichts Aussergewöhnliches, als man von einer alten Maschine verlangen kann; dies liess schon erkennen, dass die Maschine nicht so krank war, um auf einen übermässigen Dampfverlust schliessen zu können.

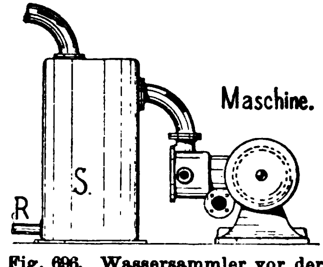


Fig. 696. Wassersammler vor der Dampfmaschine.

Ausser der genannten Betriebsmaschine war noch eine zweite vorhanden, bei deren Anblick man sich eines Ausrufs des Erstaunens nicht erwehren konnte. Wie in *Fig. 696* gezeichnet, befand sich kurz vor der Maschine ein grosser Behälter, welcher zuerst den Eindruck machte, als hätte man den durch die lange Rohrleitung hervorgerufenen Spannungsabfall ausgleichen wollen. Ich wurde jedoch eines anderen belehrt; man hatte nämlich mit der Maschine kaum arbeiten können, da die Dampfleitung mehr Wasser als Dampf lieferte, und anstatt nun nachzuforschen, wo kommt das Wasser her, wurde nur darauf getrachtet, wie werden wir das Wasser los!

Mit dem Einbau des Behälters erzielte man allerdings, dass die Maschine rundlief, was früher des vielen Wassers wegen häufig unmöglich war.

Das Wasser hatte in dem Behälter Zeit, sich anzusammeln, vom Dampf zu sondern und lief durch ein Rohr am Fusse des Behälters ins Freie. Diese ablaufende Wassermenge betrug pro Stunde ca. 350 Liter, welche direkt unausgenutzt ins Freie lief.

Die Kosten der Erwärmung dieser 350 Liter auf die Temperatur von ca. 100⁰ (mit welcher es ablief) rechnete sich auf 1 Mk., so dass ein täglicher Verlust von 10 Mk. entsteht.

Die Hauptfrage war nun: wo kommt das Wasser eigentlich her? und jetzt sahen wir eine der wunderbarsten Kesselanlagen. Die Dampferzeugungsanlage bestand aus:

3 stehenden Kesseln,
2 fahrbaren Lokomobilkesseln,
1 stationären Lokomobilkessel.

Die Gruppierung derselben ist in *Fig. 697* dargestellt.

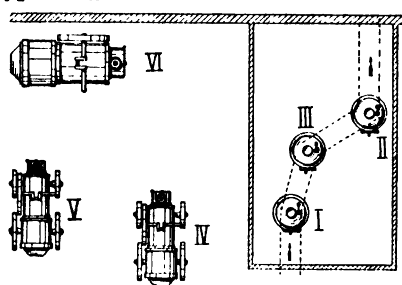


Fig. 697.

Die Heizfläche der 6 Kessel betrug:

Stehender Kessel	I	. . . .	17 qm,
„ „	II	. . . .	24 „
„ „	III	. . . .	62 „
Fahrbarer Lokomobilkessel	IV	. .	20 „
„ „	V	. .	18 „
Stationärer „	VI	. .	31 „
			172 qm.

Das diesen 6 Kesseln zugeführte Speisewasser betrug pro Tag (11 Stunden) 62 cbm.

Zum Verdampfen dieses Wassers wurden gebraucht 9000 kg Kohlen; darnach ergiebt sich eine Verdampfungsziffer von

$$\frac{62\,000}{9000} = 6{,}9;$$

es hat also 1 kg Kohlen 6,9 Liter Wasser verdampft; dieses wäre keine ungewöhnliche Zahl.

Sehen wir uns jetzt aber um nach der in den Kesseln verdampften Wassermenge, so ergeben sich ganz aussergewöhnliche Zahlen.

Die verdampfte Wassermenge betrug in 11 Stunden 62 000 Liter, also pro Stunde

$$\frac{62\,000}{11} = 5636 \text{ kg bezw. Liter.}$$

Die 6 Kessel haben 172 qm Heizfläche, folglich wurden verdampft pro qm Heizfläche und Stunde

$$\frac{5636}{172} \sim 33 \text{ kg bezw. Liter Wasser.}$$

Wenn nun schon diese Zahl sehr überrascht, da bei den in Rede stehenden Kesseln **wenig Wasserraum** und zumal bei den stehenden Kesseln eine zu **geringe Wasseroberfläche** vorhanden ist, so sind wir noch mehr durch folgendes erstaunt:

Der stehende Kessel I (17 qm Heizfläche) verdampft (Verdampfen dürfen wir eigentlich hier nicht sagen, sondern schafft aus dem Kessel) pro Stunde 1180 Liter Wasser. Dieses ergiebt

$$\textbf{pro Stunde und qm Heizfläche}\ \frac{1180}{17} = 69 \text{ kg!}$$

Auf einem **stehenden Röhrenkessel,** wie der in Nr. I, dürfen erfahrungsgemäss höchstens 20 kg Wasser pro qm Heizfläche und Stunde verdampft werden und hier sind 69 kg Wasser aus dem Kessel geschafft worden!

Die Messungen der Kohlen und des Wassers sind von den Ingenieuren des Werkes selbst gemacht und wurden mir als zuverlässig bezeichnet.

Wenn nun auch betreffs des letzteren Kessels ein Rechenfehler vorliegen kann, so ist doch das Gesamtresultat aller Kessel, also 33 kg pro qm Heizfläche und Stunde, kaum anzuzweifeln, da der Verbrauch der Kesselkohlen aus den Büchern hervorging, ebenso der Wasserverbrauch, welch letzterer von der städtischen Wasserleitung entnommen wird.

Unter normalen Verhältnissen konnte mit diesen 6 Kesseln von zusammen 172 qm Heizfläche höchstens pro Stunde

$$172 \cdot 20 = 3440 \text{ kg Wasser}$$

verdampft werden; in Wirklichkeit sind 5636 Liter verdampft.

Daraus ergiebt sich, dass

$$5636 - 3440 = 2196 \text{ kg Wasser}$$

aus den Kesseln mitgerissen wurde.

Die Leistung sämtlicher Maschinen, welche von den Kesseln gespeist werden, beträgt ca. 130 indizierte Pferdestärken.

Nach den Diagrammen benötigen dieselben etwa

$$130 \cdot 20 = 2600 \text{ kg Dampf.}$$

Auch hieraus geht hervor, dass durch **unvernünftiges Heizen der Kessel** der Speisewasserverbrauch auf das Doppelte gestiegen war.

Fassen wir nun die ökonomische Seite ins Auge, so ergiebt sich, dass die Menge der zu viel gestochten Kohlen pro Tag (14 Stunden)

4000 kg

betragen, welche einen Wert von ca. 30 Mark repräsentieren.

Da nun aber nicht nur die Kosten der Kohlen in Betracht kommen, sondern auch andere Unkosten, Bedienung, Reparatur der zu viel angestrengten Kessel, Speisewasser etc., so kann der Verlust pro Tag auf 40 Mark angesetzt werden. Dieses macht

jährlich 12000 Mark,

während eine neue rationelle Kesselanlage für den vorliegenden Zweck nur 12000 Mark kostet.

Es sei hier noch bemerkt, dass nur einige der erwähnten 6 Kessel gemeinschaftliche Dampfleitungen haben.

In eigentümlicher Weise hat man sich bei den drei stehenden Kesseln der Asche zu entledigen gewusst.

Wie in *Fig. 697* im Grundriss punktiert angedeutet, befindet sich unter den Kesseln ein Kanal, durch welchen immer Wasser fliesst, so dass die aus dem **Rost fallende Asche** von dem Wasser mitgenommen wird und so in den städtischen Abflusskanal gelangt.

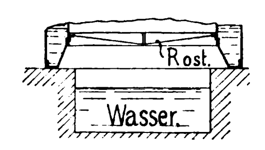


Fig. 698.
Kanal unter den Kesseln.

In *Fig. 698* ist der Querschnitt des Kanals angedeutet.

110tes Beispiel. (Kranke Maschine.)*)

Eine Dampfmaschine, die zum Betriebe einer Dampfmolkerei aufgestellt war, hatte folgende Dimensionen:

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

Cylinderdurchmesser . . . . . . *200 mm,*
Hub . . . . *350* „
Tourenzahl pro Minute . . . . *120.*

Bei Vornahme einer grösseren Reparatur zeigte es sich, dass die Maschine ziemlich mit **Fehlern** behaftet war.

Nachdem ich den Cylinderdeckel, Kolben und Kreuzkopf, sowie auch die Pleuelstange entfernt hatte, bemerkte ich beim **Abschnüren,** dass die **Kurbelwarze schief** sass. Nun war kein anderer Rat, als die Kurbelwelle herauszunehmen und nach der Fabrik zu senden, da die Warze eingenietet war. Ebenso bildete die Mitte von **Welle** und Mitte vom **Cylinder** keinen **rechten Winkel,** was aus untenstehender Skizze ersichtlich ist.

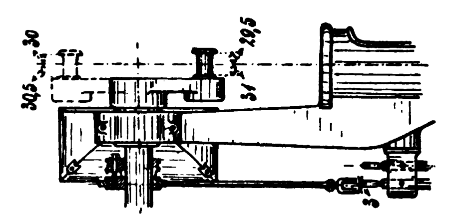


Fig. 699.

Ferner war die **Expansionsexcenterstange** um 3 mm gegen den **Schieber versetzt.** Hier half man sich dadurch, dass man soviel von der Grundexcentersteinnabe abdrehte und den Befestigungsbolzen für den Expansionsexcenterstein kürzer machte.

Auch waren Ölvasen auf dem Schieberstangenführungsbock angebracht, aber kein Schmierloch durch das Weissmetall gebohrt.

Nachdem in die **Pleuelstange** neue Lager für den Kreuzkopfbolzen eingepasst und ein neuer Kolben angefertigt war, wurden die Teile wieder zusammengesetzt und in Betrieb genommen.

Nun zeigte es sich aber, dass der **Regulator** nicht regulierte und beim Anlassen der Maschine sich ein heftiges **Klatschen** im Cylinder hörbar machte.

Nach Entfernung der Cylinderdeckel bemerkte man, dass die **Öffnungen** für die Entwässerungshähne 7 bis 8 mm weit in die **Lauffläche** eingebohrt waren, nun blieb nichts anderes übrig, als die Öffnungen mit kurzen Messing-

pfropfen zu verschliessen und ein frisches Loch von der Aussparung aus schräg nach dem Kondensatorhahne hin zu bohren, wie *Fig. 700* zeigt.

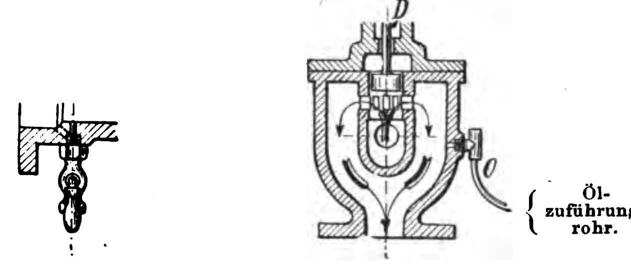


Fig. 700.
Messingpfropfen.

Fig. 701. Drosselventil.
Ölzuführung vor der Umänderung, Regulator ist Federregulator (System Tangy).

Bei der Untersuchung des Regulators fand man, dass das **Drosselventil** 2—3 mm kleiner war als der Sitz. Nach Einbauen eines neuen Ventiles waren die Fehler beseitigt, aber wodurch konnte so ein starker Verschleiss stattfinden? Bei genauer Besichtigung stellte es sich her-

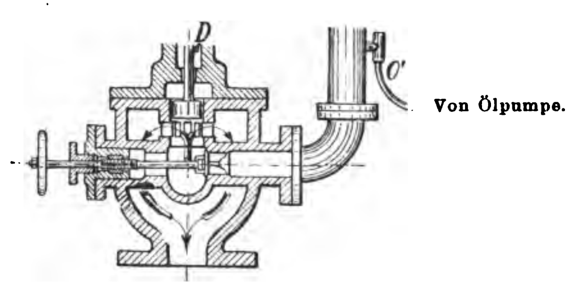


Fig. 702.
Nach vorgenommener Umänderung.

aus, dass der Ölzufluss im Absperrventil statt in der Dampfeinströmungsleitung stattfand, folglich bekam das Drosselventil keinen geölten Dampf.

Auch änderte man den Konus für die Kolbenstange im Kreuzkopf und zwar auf 32 mm.

Abschnitt III.

Fundament.

Die Herstellung des Fundamentes.

Die Tiefe des Fundamentes richtet sich nach der Beschaffenheit des Baugrundes.

Bei **schlechtem Grunde** muss das Fundament sehr verbreitert werden, um den Flächendruck auf den Untergrund möglichst zu beschränken. Diese Verbreiterung erfolgt gewöhnlich durch liegende Roste, deren sich kreuzende Balken 30—60 cm lichte Rechtecke freilassen, die durch eingestampften Beton auszufüllen sind; oder durch einen starken Betonblock, auf welchem sich das Mauerwerk treppenförmig absetzt.

Zur **Bereitung des Betons** können Klinkerstücke, Schotter und Schlägelschotter genommen werden, sofern sie nur durch Waschen staubfrei und in allen Grössen von der Erbsgrösse bis zur Nussgrösse vertreten sind, damit keine Zwischenräume nach dem Einstampfen verbleiben.

Je besser sich die Steingrössen in der Mischung verteilen, um so billiger und besser wird die Ausführung. Die Mischung des Betons erfordert ein gutes Durchschaufeln der abgemessenen Bestandteile erst im trockenen, dann im nassen Zustande, wobei darauf zu sehen ist, dass nicht mehr Wasser genommen wird, als zur Bindung des Betons absolut nötig ist.

Das Verhältnis zwischen Cement, Sand und Steinstückchen kann im Mittel zu 1 : 3 : 6 genommen werden, fehlen aber die kleinen Steinteilchen, so kann ein grösserer Cementmörtelbedarf nötig werden. Durch Anfüllen einer wasserdichten Kiste mit Steinstückchen, wie

sie im Mittel vorkommen, und Messen der Wassermenge, welche zum Ausfüllen der Zwischenräume nötig ist, kann die Cementmörtelmenge bestimmt werden.

Beispielsweise sei der Inhalt der Kiste 1 cbm und zum Ausfüllen der Zwischenräume zwischen den genetzten Klinkerstückchen 500 l Wasser benötigt, so muss auf ein Raumteil Klinkerschlägel mindestens $^1/_3$ Raumteil Cement und $^2/_3$ Raumteil Sand genommen werden.

Die **Verarbeitung des Betons** muss rasch erfolgen, und die aufzustampfenden Schichten sollen 10—15 cm nicht überschreiten, auch darf die Arbeit nicht unterbrochen werden, bis dieselbe vollendet ist. Das Volumen der einzelnen ungemengten Teile ist etwa das 1,8—1,6fache Volumen des fertigen Bauwerkes. Eine Beimengung von Kalk in den Beton verschlechtert die Qualität und bedingt grössere Fundamenttiefen.

Die Herstellung der **Fundamente auf Morast** bedingt jedoch immer eine Pfahlbürste, deren Pfähle entweder bis in das tragfähige Erdreich gehen, oder nur vermöge der Reibung des Erdreiches an dem Pfahlumfange das aufgesetzte Fundament tragen. Die Pfähle müssen ebenso wie die Balkenroste unter dem tiefsten Wasserstand stehen, andernfalls sind sie dem Verfaulen ausgesetzt. Die Pfahlköpfe sind durch aufgesetzte Riegel oder eine aufgestampfte Betonschicht von 60 cm vor dem Ausweichen zu schützen.

Fundament aus Ziegelsteinen in Cementmörtel.

Die Sohle der Ausschachtung soll eine horizontale Ebene sein, Ausgleichungen mit Füllmaterial sind unstatthaft. Vor Beginn des Aufmauerns ist die Sohle der Ausschachtung stark anzufeuchten. Die zur Verwendung kommenden (beste hartgebrannte) Ziegelsteine müssen vorher so lange mit Wasser getränkt werden, bis sich ihr eigenes Gewicht um dasselbe Gewicht durch Wasser vermehrt hat.

Zu einem cbm Cementfundament sind nötig: 400 Ziegelsteine und 360 l Cementmörtel, bestehend aus 170 kg Cement, 350 kg Sand und 40 kg Wasser.

Für das untere Drittel des Fundamentes begnügt man sich häufig mit sogenanntem verlängerten Cementmörtel, bestehend aus: 1 Volumteil Kalk, 1 Cement und 3—4 Sand.

Das mit gewöhnlichem Cement hergestellte Fundament braucht etwa 1 Woche zum Binden und darf dann erst der Rahmen aufgelegt werden. Dabei ist zu beachten, dass das Fundament nicht beschädigt wird.

Damit die Erzitterungen nicht aufs Gebäude übertragen werden, sollen die Maschinenfundamente vollständig vom Gebäudefundament unabhängig sein.

Betonfundament.

In neuerer Zeit werden oft ganze Fundamente aus **Beton** aufgestampft, wobei die einzelnen Aussparungen durch Sparhölzer freigehalten werden, während die äussere Form durch Einrüstung erhalten wird. Die Sparhölzer sollen schlanke Pyramiden sein, damit das Herausziehen nicht erschwert wird. (Dasselbe gilt auch für Ziegelfundamente.)

Müssen Fundamente aus irgend welchem Grunde auf **Gewölbe** gestellt werden, so empfiehlt es sich, das Fundament auf Gummifedern von genügender Anzahl und starken Abmessungen zu stellen. Es werden dadurch alle Erzitterungen vermieden und die Gewölbe nicht beschädigt.

Fundament aus Hausteinen.

Das übliche Vergiessen der Fundamentschrauben mit einem Gemisch von Cement und Sand wird selbst von Maschinenfabriken mit hohem Ruf ausgeführt. Am häufigsten geschieht dieses in der Weise, dass die Ankerlöcher mit losem Sand ausgefüllt und der oberste Teil etwa 10 cm hoch mit Cement ausgegossen wird. Es bleibt dadurch die Möglichkeit, eine etwa im Gewinde gebrochene Fundamentschraube wieder herauszubekommen und zu ersetzen, ohne einen Teil des Fundamentes auszubrechen, was doch immer eine unangenehme Sache ist.

In manchen Ausführungen hat man die Ankerlöcher ganz **unausgefüllt** gelassen und nur oben verkleinert, event. auch die oberste Schicht dicht angeschlossen, und war dadurch mehrmals in der Lage, gebrochene Schrauben ohne Umstände ersetzen zu können.

Eine hochangesehene ausländische Firma*) nimmt an allen Auflagerstellen des Maschinenrahmens **Hausteine** bester Qualität, welche genau und sauber nach der Wasserwage einige Zeit nach Fertigstellung des Fundamentes bearbeitet, und ich möchte fast sagen, poliert werden. In

*) auch einige deutsche Fabrikanten.

diesen Hausteinen sind runde Löcher von 60—80 mm Durchmesser für die Ankerschrauben, während sie im darunter befindlichen Mauerwerk 80—100 mm vierkantig sind und unten ist ein schwächerer Haustein mit rundem Loch wie oben.

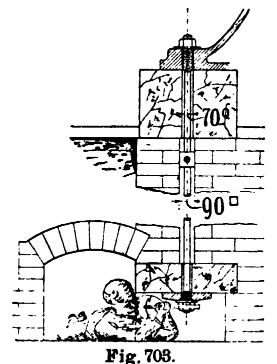


Fig. 703.
Fundament mit Hausteinen.

Die Fundamentschrauben haben oben und unten Muttern, und zwischen dem unteren Hausteine und der Mutter ist eine dicke **Gussplatte** von 200 mm Stärke. Selbstverständlich müssen die unteren Ankerenden durch Kanäle zugänglich sein. Die unteren Muttern sind deshalb angenehm, weil man das Vorstehen der Fundamentbolzen oben über den Muttern genau gleich machen kann.

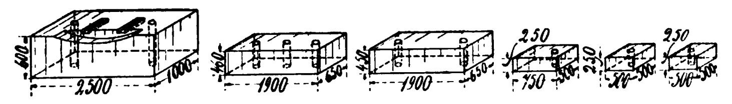


Fig. 704—709. Hausteine.

Alle **Tragflächen** des Maschinenraumes auf dem Fundament sind sauber gehobelt, und da die Hausteine ganz genau richtig liegen, so muss beim Auflegen des Rahmens alles stimmen. Andernfalls ist an den Hausteinen etwas nicht richtig und muss nachgearbeitet werden, so ist es den Monteuren streng untersagt, auch nur ein Papier zwischen Rahmen und Hausteine zu legen. Vergossen wird gar nichts und man kann den Cylinder jederzeit abheben, gleichgültig, ob er in dem Bajonettrahmen centriert oder glatt befestigt ist.

An dem Maschinenrahmen werden nur die **Fundamentschrauben des Kurbellagers** ganz fest angezogen, die unter der Führung und am Cylinder jedoch nur mässig, damit die Maschine beim Warmwerden sich **frei dehnen** kann.

Es ist dies nicht so unwichtig, da z. B. bei einer Maschine, die ich gerade im Sinn habe, das Maass von Mitte Welle bis Mitte Cylinder 7 m ist und die Differenz

zwischen warm und kalt bei dieser Länge immer schon verschiedene Millimeter beträgt.

In vorstehenden Abbildungen *(Fig. 704—709)* sind die zu dieser Maschine angewendeten Hausteine dargestellt. Dieselben kosten 420 Mark.

Bei Anfertigung der Fundamentzeichnungen hat man schon darauf zu achten, dass man später die Fundamentanker herausziehen kann.

111tes Beispiel. (Ausziehen der Fundamentanker.)

Fig. 711 zeigt eine

falsche Anordnung der Fundamentschrauben,
sowie der Zugangskanäle zu den Ankerschliessen. Die Kanalhöhe liess nicht einmal die knieende Stellung zu, so

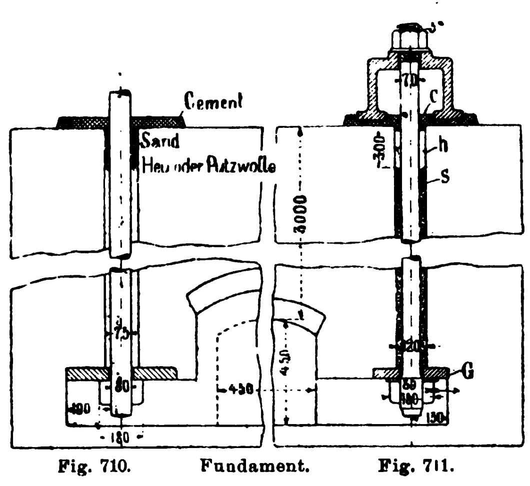


Fig. 710. Fundament. Fig. 711.
Richtige Ausführung. Falsche Ausführung.

G Ankerplatte, *S* Schlackensand, *h* hohler Raum, *C* Cementschicht.

dass man auf dem Bauche rutschend nur zu den Schliessen gelangen konnte. Naturgemäss waren diese mit einer festen Rostschicht angesetzt, so dass sie nur mit grösstem Kraftaufwand durch die Schliesslöcher der Ankerschrauben zu treiben waren. Zu allem Überfluss waren aber auch noch die Schraubennischen so beschaffen, dass ein Heraustreiben der Schliessen nach hinten nicht anging, indem die hintere

Kante derselben schon das Fundament berührte, wenn der vordere Teil noch 50 mm lang in der Schraube sass. Ein Herausnehmen der Schliessen nach vorne (Kanalseite) war aber in den meisten Fällen trotz Anwendung aller erdenklichen Hülfsmittel absolut unmöglich, so dass man schliesslich gezwungen war, an der Schraube vorbei die Fundamentnischen in der Pfeilrichtung tiefer zu brechen, um dadurch das Heraustreiben des Schliesses nach dieser Richtung zu ermöglichen. **Sechs Tage lagen zwei Arbeiter** in Verrichtung dieser Arbeit auf dem Bauche, assen ihr Brot in Trübsal und wünschten, dass der schöpferische Vater des Fundamentes die Schliessen selbst herausnehmen müsse, welchen frommen Wunsch ich den braven Burschen wahrlich nicht verübeln konnte. Nicht minder schwierig gestaltete sich das **Herausziehen der Fundamentschrauben.** Gleich beim ersten Versuch wurden bei Anwendung der Winde einige Ketten zerrissen. Das aussergewöhnliche Festsitzen der Schrauben, der dieselben umschliessenden Cementschicht (*Fig. 711 c*) zuschiebend, nahm ich nunmehr zuerst den Maschinenrahmen und die Ständergrundplatten fort und legte die Schrauben von diesem Hindernis frei.

Leider war damit der Sache wenig gedient, denn in der Folge musste ich mich überzeugen, dass der untere aufgetriebene Teil der Ankerschrauben infolge der angesetzten Rostschicht nur mit Gewalt durch die Ankerplatte *G* und die Unterlegscheibe zu bringen war. Beide Teile hatten also zwecklos enge Löcher. Um aber nun das Maass des Übels voll zu machen, kam noch ein weiterer Umstand hinzu. Beim Montieren der Anlage hatte der Monteur vor dem Untergiessen des Rahmens bezw. der Grundplatten mit Cement, die Schraubenlöcher mit Schlackensand angefüllt (*Fig. 711 S*).

Im Laufe der Zeit hatte sich nun in vielen Löchern der **Sand gesackt,** so dass sich unterhalb der Cementschicht ein hohler Raum *h* gebildet hatte und war zu einer **festen Masse erhärtet.** Der untere Teil (wulstige Schraubenteil) war infolgedessen nur mit grösster Mühe durch diese feste Masse zu ziehen, so dass ich beim Herausziehen vieler Schrauben einen Kraftaufwand von 4—5000 kg anwand und die Schrauben durch fortgesetztes Schlagen mit Vorhämmern im Sande zu lockern suchen musste.

Zieht man nun in Betracht, dass beim Walzwerkbetrieb stets aussergewöhnliche Umstände eintreten können, die ein Herausnehmen der Fundamentschrauben bedingen, so kann man nicht umhin, diese Schraubenanordnung und deren schlechte Zugänglichkeit eine **unpraktische und leichtfertige** zu nennen, da unter diesen Verhältnissen eine event. Betriebsstörung um Tage verlängert werden kann.

Fig. 703 zeigt die zweckentsprechende Ausführung.

Zerstörte, bezw. unbrauchbar gewordene **Fundamente** sind immer eine sehr böse Sache und mit vielen Unannehmlichkeiten und Betriebsstörungen verknüpft. Wenn nun auch die Herstellung der Fundamente jedem erfahreren Maurer event. nach Angabe des Monteurs übergeben werden kann, so kommt es doch häufig vor, dass selbst ein gut ausgeführtes Fundament unbrauchbar wird.

112tes Beispiel. (Zerstörung der Fundamente durch Öl.)

Wir wollen hier ein Beispiel aus der Praxis nehmen; es handelt sich um dieselbe Maschine, deren Krankheiten wir schon auf Seite 11 und 12 besprochen haben.

Diese Dreifach-Expansionsmaschine hat folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders . .	*600*	*mm,*
„ „ Mitteldruckcylinders . .	*960*	*„*
„ „ Niederdruckcylinders .	*1350*	*„*
Gemeinschaftlicher Hub	*700*	*„*
Umdrehungen pro Minute	*60*	
Betriebsdruck	*10*	*Atm.*

Wie aus nachstehender ***Fig. 712*** ersichtlich, hat die Hauptachse **8 Lager**, von denen die beiden hinteren, L u. L_1, eine bedenkliche Abweichung gegen ihre frühere Lage zeigen, indem sie sich, wie in der ***Fig. 712*** angedeutet, nach innen (der Schwungradgrube zu) geneigt haben. Letzterer Umstand hatte zur Folge, dass der Anlauf des Wellenzapfens bei g ***(Fig. 713)*** zur Anlage kommt und das Lager infolge der hieraus erzeugten Reibung **heiss läuft.**

Man suchte sich vor Betriebsstörungen zu schützen durch Anordnung zweier Schmiergefässe, welche die ge-

nannten reibenden Flächen genügend mit Öl versorgen. Trotzdem ist immer noch grosse Aufmerksamkeit erforderlich.

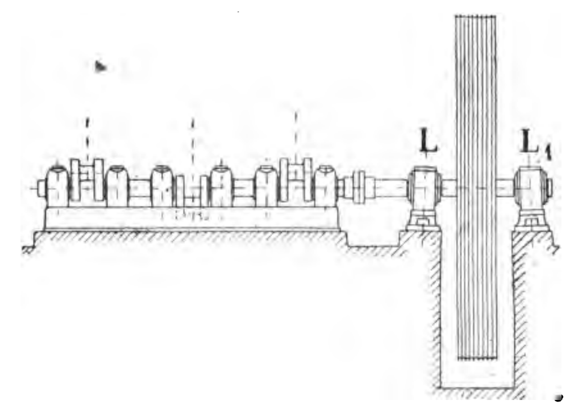


Fig. 712. Kurbelachse. Massstab 1 : 150.

Gewicht des Schwungrades	15 000 kg
„ „ hinteren Achsenstückes . . .	5 000 „

Dass hier eine **Senkung des Fundamentes** vorliegt, ist ja ohne Zweifel und nicht zu ändern; ein anderer Umstand jedoch macht in vorliegendem Fall Schwierigkeiten. Das Cementmauerwerk, auf welchem die beiden Lager montiert sind, ist zum Teil durch Schmieröl zerstört; es lassen sich die obersten Schichten ohne Mühe abstossen. Wieweit aber die Zerstörung nach innen vorgeschritten, ist noch nicht zu übersehen.

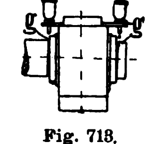


Fig. 713.

Stellen wir nun die Frage: Wie kommt das Öl in das Fundament, so müssen wir uns die **Konstruktion des Lagers** näher betrachten.

In *Fig. 714* ist das Lager mit der Sohlplatte dargestellt. Aus der *Fig. 714* ist ersichtlich, dass das Öl durch die Teilfugen S der Lagerschalen an die Schraubenlöcher a gelangen kann, von hier nimmt es seinen Weg nach unten aus dem Lagerkörper bei b und kann von hier direkt zum Fundament F gelangen, denn zum Unglück ist auch noch die Sohlplatte bei c durchbrochen. Dass das Öl thatsächlich die erwähnte Wanderung vollzieht, lässt sich aus

folgendem schliessen. Während des Arbeitens der Maschine dringt ununterbrochen Öl aus der Fuge *d*, welche durch die Fläche des Lagers und der Sohlplatte gebildet wird; auch unterhalb der Sohlplatte bei *c* macht sich ein Heraustreten bemerkbar. Alle bis jetzt angestellten Ver-

Fig. 714. Hinteres Lager, Massstab 1:15, (falsche Ausführung).

suche, das Fundament vor dem Öl zu schützen, sind misslungen; es wurden an verschiedenen Stellen Schmierfänger angeordnet, jedoch ohne Erfolg. — Die Ursache nun, durch welche der erwähnte Missstand hervorgerufen wird, liegt in der **falschen Konstruktion des Lagers.** Unter allen Umständen muss der Konstrukteur darauf achten, dass das Öl nicht nach dem Innern des Lagerkörpers dringen kann. So zeigt z. B. *Fig. 715* eine zweckmässige Konstruktion, bei welcher die Ölwanderung nicht eintreten kann.

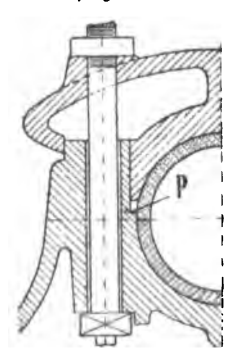


Fig. 715. Richtige Konstruktion.

Selbstverständlich muss man dafür sorgen, dass das Fundament auch ausserhalb von Schmieröl befreit bleibt. So z. B. stellt *Fig. 716—718* eine Einrichtung dar, bei

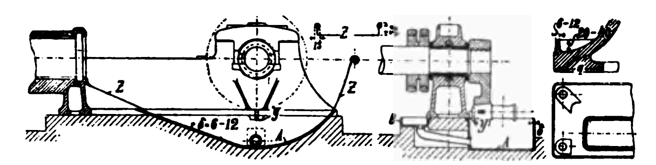


Fig. 716—718.

welcher das Öl vom Hauptlager keinesfalls zum Fundament gelangt. Zu dem Zwecke ist am Rahmen die Nase y angegossen. Das Öl tropft von hier aus in den gusseisernen Trog A.

Was nun den vorherbesprochenen Fall anbelangt, so müssen die beiden Lager L und L_1 *(Fig. 712)* sobald wie möglich gehoben und durch Unterlegen wieder in die richtige Lage gebracht werden. Dieses ist aber nicht so einfach. Das Seilscheibenschwungrad (15000 kg) und das hintere Sück der Achse (5000 kg) sind so hoch zu heben, dass man die Lagerkörper abnehmen kann, um bei letzteren gleichzeitig Vorkehrungen zu treffen, damit ein Eindringen des Öles in das Fundament künftighin nicht mehr stattfindet. Auch ist diese Arbeit nach Möglichkeit zu beschleunigen, denn jeder Tag Betriebsstörung kostet der Fabrik 350 Mark.

Abschnitt IV.

Stösse in der Maschine, deren Ursachen und Beseitigung.

Wie wir aus den vielen Beispielen ersehen haben, bilden die Stösse in der Dampfmaschine einen hohen Prozentsatz der Krankheiten und wollen wir im Nachstehenden uns einmal ausschliesslich mit den Stössen befassen.

Stösse.

Die Stösse können ihre Ursachen haben:

1. **In fehlerhafter Konstruktion,** z. B. nicht zweckentsprechender Steuerung, zu schmaler oder zu niedriger **Kreuzkopfkeil,** Kolben lose auf der Stange durch zu schwach gewählten Konus, ungünstiger Massenwirkung, zu schwacher Rahmen, infolgedessen Durchbiegen desselben, zu schwache (also federnde) Kurbel oder Hauptachse.

2. **In schlechter Ausführung,** z. B. Schiefsitzen des Kurbelzapfens in der Kurbel, oder der letzteren auf der Hauptachse, nicht genau rechtwinklig zur Geradführung, oder nicht genau horizontal eingepasstes Kurbellager, zu viel Überlauf der Kolbenringe, zu lose Excenterbügel etc., lose Kurbel, durch unrichtiges Aufziehen derselben.

3. **In mangelhafter Montage,** z. B. nicht genaue Einhaltung eines rechten Winkels zwischen Cylinder- und Geradführungsmittel zur Hauptachse, nicht rechtwinklig zur Schwingungsebene der Treibstange liegende Welle, schlechtes Untergiessen der Maschine etc.



4. **In nicht sachgemäss hergestelltem Fundament**, z. B. Verwendung von minderwertigen Steinen und schlechtem Mörtel, und noch event. auf die ganze Tiefe freistehendes Fundament.

5. **In schlechter Wartung**, z. B. nicht rechtzeitiges Nachhelfen resp. Nachziehen der Lagerschalen von Kurbellager, Kurbelzapfen und Kreuzkopfbolzen, ungenügende Ölzufuhr oder Verwendung von schlechtem Schmieröle in das Innere des Cylinders, hierdurch Fressen der Kolbenringe oder des Schiebers und als Folge zu viel Widerstand und Schläge etc.

Stösse im Hauptgestänge.

Jeder in dem Gestänge auftretende Stoss bedingt einen Spielraum zwischen Zapfen und Lagerschalen. Denken wir uns, alle Lager und Gelenke schliessen mathematisch genau dicht, so kann ein Stoss in der Maschine nicht auftreten.

Um also die **Ursache eines Stosses** zu ermitteln, müssen wir zunächst unser Augenmerk auf die Lager lenken und zwar im besonderen beobachten: das Kurbelwellenlager, den Kurbelzapfen, den Kreuzkopfbolzen und die Kreuzkopfführung.

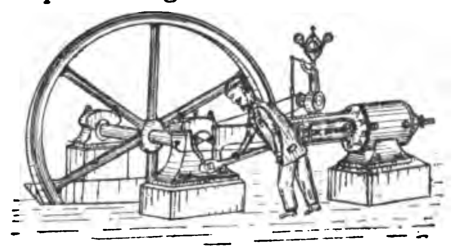


Fig. 719.

1. Das **Kurbelwellenlager**. **Zu viel Spielraum** zwischen Zapfen und Lagerschalen kann folgende Erscheinung hervorrufen:

a) an den auf der Mitte der Kurbelachse meist noch sichtbaren **Körnern** kann man ein Tanzen bezw. das Hin- und Hergehen der Kurbelachse erkennen;

b) die **Lagerschalen** zeigen eine hin- und hergehende Bewegung;

c) Erschütterungen der **Treibstange** (bemerkbar, indem man die Hand während des Ganges auf dieselbe legt, *Fig. 719*).

2. Der **Kurbelzapfen.** Der Schlag im Kurbelzapfen äussert sich im allgemeinen durch helleren Klang, als der des Kurbelachsenlagers. Man hält auch hier wieder während des Ganges die Hand auf die Treibstange und äussert sich der Schlag zuckender, als wenn der Kurbelzapfen dicht schliesst und im Hauptlager der Spielraum sitzt.

3. Der **Kreuzkopfbolzen.** Der Schlag äussert sich hier ähnlich, wie beim Kurbelzapfen. Um nun festzustellen, in **welchem Lager der Spielraum** sitzt, empfiehlt sich folgende höchst einfache Methode.

Man führt dem Lager möglichst schnell und möglichst viel Schmieröl zu (bei Schmierung mit Staufferbüchsen lässt sich dies am besten erreichen). Das zugeführte Öl füllt für den Augenblick den Spielraum aus, der Schlag wird schwächer und dumpfer! Auf diese Weise kommt man in fast allen Fällen zum Ziele.

Wenn man so den **Sitz des Stosses** ergründet hat, ist es aber noch lange nicht so einfach, denselben zu beseitigen; viele Lager haben die unangenehme Eigenschaft, dass sie **heiss laufen,** sobald man die Lagerschalen zu dicht einstellt. Eine Maschine, welche schon längere Zeit geklopft, hat nicht selten **beschädigten Lagerlauf.**

4. Die **Kreuzkopfführung.** Zu viel **Spiel der Gleitbacken** gegen die Führung kann auch Schläge hervorrufen, welche sich dann immer in der Nähe des toten Punktes äussern, da in der Totpunktlage die Gleitbacken nicht auf die Führung gedrückt werden, sondern eine vollständige Entlastung eintritt.

Grundursachen der Stösse im Hauptgestänge.

Wir haben schon erwähnt, dass ein gewisser Spielraum vorhanden sein muss, wenn Stösse eintreten und auch darauf hingewiesen, dass es mit dem besten Willen häufig nicht gelingt, das Spiel in den Lagern zu beseitigen. Die mehr oder weniger schlechte Beschaffenheit des Hauptlagers, unvollkommene Nachstellvorrichtung der Lagerschalen, schiefsitzender Kurbelzapfen etc. sind Hindernisse, welche sich ohne umfassende Reparaturen der Maschinenfabrik nicht beseitigen lassen.



In solchen Fällen müssen wir die **Grundursache** des Stosses ermitteln.

Diese kann bestehen in:

1. Ungünstigem **Druckwechsel** im Gestänge.

Jeder Stoss ist mit einem Druckwechsel im Lager verbunden.

Durch eine Änderung der Steuerung kann der Druckwechsel verlegt und auch die Stärke des Stosses mehr oder weniger beeinflusst werden, so z. B. kann durch das Vergrössern der Voreilung einer Maschine der Schlag stärker oder schwächer werden.

113tes Beispiel. (Stoss im Gestänge.)

So wurde der Schieber des Donauschiffes „Szobb“ auf 3 mm lineares Voreilen gestellt, und als man die Maschine angehen liess, wurde jede Bewegungsumkehr von **einem solchen Stosse** begleitet, dass man nach wenigen Hüben für die Existenz der Maschine ernstlich Sorge tragen musste. Sie wurde nun abgestellt, der Schieber auf 5 mm lineares Voreilen justiert und die Maschine ging tadellos. Doch so oft man des Versuchs halber auf 3 mm zurückging, traten gleichzeitig die Stösse wieder in das Gestänge (s. auch Radinger, Dampfmaschinen Seite 81).

Man untersuche jedoch stets die **Diagramme**,*) bevor man eine Änderung der Steuerung vornimmt.

2. **Loser Kolben.** Ein Kolben, welcher nicht fest auf der Stange sitzt und sich während jeden Hubes vom Konus abdrückt, veranlasst durch seine Masse eine **Erschütterung** der Kolbenstangen, welche sich dem Cylinder mitteilt, sich aber besonders auf **die Lager überträgt,** so dass demjenigen, welcher weniger mit kranken Dampfmaschinen umzugehen Gelegenheit hatte, die Hauptursache ganz entgeht.

3. **Festklemmen der Kolbenringe** in irgend einer Kolbenstellung.

Es kommt vor, besonders bei mangelhafter Schmierung des Innern des Dampfcylinders, dass die Kolbenringe „festbremsen“, wie man zu sagen pflegt. Dies macht sich gewöhnlich bemerkbar durch Brummen im Dampfcylinder, Zittern des letzteren und durch Schlag in den Lagern.

---

*) nach Haeder Indikator II. Aufl. S. 209—214.

4. **Durchbiegen** des Bajonettrahmens. Zu schwach konstruierte Bajonettrahmen findet man sehr häufig. In der Mittelstellung der Kurbel (*Fig. 720*) wirkt eine Kraft nach unten und verbiegt den Rahmen. Man sucht sich dann zu helfen nach *Fig. 721* durch Anordnung der Stütze c.

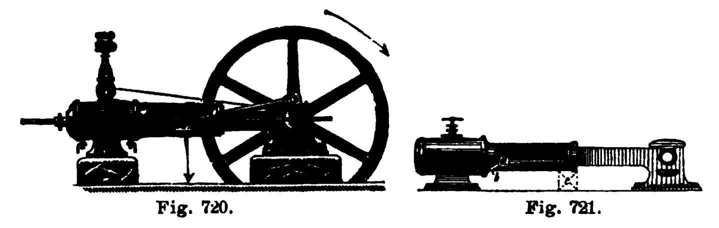


Fig. 720. Fig. 721.

5. **Ungenaue Montage** der Maschine und schiefsitzende Kurbelzapfen.

Bilden Cylinder- und Achsenmittel nicht genau einen Winkel von 90°, so wird sich immer ein Schlag einstellen. Man ist nicht imstande, den Kurbelzapfen schliessend zu machen, die Schale wird in einer Kurbelstellung vorn, in der andern hinten anliegen. Dieselbe Erscheinung zeigt ein schiefsitzender Kurbelzapfen. Es ist nicht so einfach, diese beiden Fehler an einer Maschine festzustellen.

Hierzu:

114tes Beispiel. (Stoss in der Maschine.)

Eine Dampfmaschine in der Gegend von Magdeburg zeichnete sich vom Tage der Inbetriebsetzung an durch heftige Stösse aus. Alle vom Lieferanten der Maschine angewandten Mittel waren fruchtlos, bis Ingenieure und Werkmeister durch Messung ein Schiefsitzen des Kurbelzapfens konstatierten. Daraufhin wurde eine neue Kurbelwelle mit Kurbel und Kurbelzapfen angefertigt, dieselbe eingebaut und die Maschine klopfte ruhig weiter.

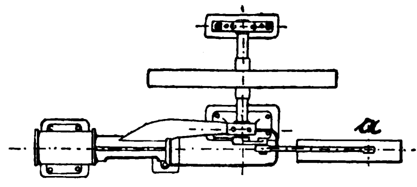


Fig. 722. Kontrolle.

Ein sehr gutes **Kontrollmittel** besteht darin, dass das **Treibstangenende** von dem Kreuzkopf gelöst und die

Treibstange in die entgegengesetzte Richtung gelegt wird (*Fig. 722*). Dreht man nun die Hauptachse, so muss das Ende der Treibstange auf einem Brette *a* während einer Umdrehung eine **gerade Linie** beschreiben.

Zeigen sich Abweichungen, so sitzt der Kurbelzapfen schief. Ein anderes Hülfsmittel ist das **Abschnüren**, welches sich nach Entfernung der Treibstange und des Kolbens gut ausführen lässt, aber immerhin einen halben bis einen Tag Zeit erfordert. Ohne Entfernung der genannten Teile wird sich kaum ein gutes Resultat erzielen lassen.

6. **Mangelhaft hergestelltes Fundament.** Das Fundament muss guten Baugrund haben und soll an den Seiten nicht freistehen. Beides kann Bewegung des ganzen Fundamentes, also auch der Maschine hervorrufen und zu Erschütterungen und Stössen Veranlassung geben. Ebenso wird die Stabilität des Fundamentes durch schlechte Steine und schlechten Mörtel beeinträchtigt.

7. **Lose Verbindung** zwischen Rahmen und Fundament, meist eine Folge des schlechten Untergiessens des Fundamentrahmens und zu geringer Berührungsfläche des Rahmens mit dem Fundament. Maschinen, welche seit längerer Zeit starken Stoss haben, lassen fast immer eine Verschiebung des Rahmens gegen das Fundament erkennen. Im Walzwerkbetrieb findet man Maschinen, bei welchen sich der Rahmen mehrere Millimeter hebt und senkt. Ein nachträgliches Untergiessen bringt wenig Vorteil, bezw. hält nicht lange vor, wenn man nicht den **Stoss** in der Maschine in sich beseitigt.

Das Beseitigen der Stösse im Hauptgestänge.

Hat man die Grundursache des Stosses gefunden, so muss man darnach trachten, diese Ursache zu beseitigen oder wenigstens deren Einfluss zu vermindern. Schwächer wird der Stoss immer, wenn man den **Spielraum in den Lagern** verringert.

In den seltenen Fällen ist es gestattet, die Kurbelachse nach der Maschinenfabrik zu nehmen und so auf bequeme Art die beschädigten Lagerläufe in guten Zustand zu setzen. An Ort und Stelle muss man sich, so gut es

angeht, durch Nacharbeiten, besonders Nachschaben des Lagerlaufs und der Schalen helfen.

Sehr häufig lässt die **Oberfläche der Kurbelzapfen** zu wünschen übrig, und besteht ein gutes Mittel, dieselben zu glätten, darin, dass man mittelst **Holzkluppe** nach Seite 62 *Fig. 188* erst mit feinstem Schmirgel und Öl und sodann mit Öl allein mehrere Stunden lang nachhilft.

Da besonders Lagerschalen von **Bronze** nach dem Warmwerden sich schärfer krümmen und infolgedessen an den Teilstellen kneifen (bei Rotgusslagern ist diese Erscheinung nicht so stark), **so bohrt man zweckmässig zweiteilige Lager um 0,5 % und vierteilige um 0,8 % weiter als der Zapfendurchmesser.**

Fensterförmige Ausgiessungen der Rotgussschalen mit Weissguss*) **sind zu verwerfen.** Der Lagerlauf soll nur mit ein und demselben Lagermaterial in Berührung kommen.

Eine grössere Anzahl Fabrikanten will mit dem fensterförmigen Ausguss gute Erfahrung gemacht haben, und führt die Konstruktion heute noch aus. Man muss den Rotguss vorher verzinnen, damit der Weissguss gut hält. Geschieht dieses nicht, so bröckeln Stücke vom Weissguss ab und das Lager läuft heiss.

Während des Betriebes empfiehlt sich, zur **Beseitigung der rauhen,** bezw. der riefigen Lagerstellen das Einbringen von **Schwefelblüte,** welche in grösseren Mengen und mit Schmieröl vermischt, dem betreffenden Lagerlauf zugeführt wird. Das Lager kann hierbei in ziemlich heissem Zustande sein, doch muss man acht geben, dass ein Festbrennen nicht stattfindet. Die Zuführung der Schwefelblüte soll bei flottem Betriebe und längere Zeit stattfinden. In den meisten Fällen erhält man einen glatten Lagerlauf.

Wenn ein Hauptlager mit allen Mitteln nicht kalt zu bekommen ist, wendet man wohl auch ein **Gewalt-**

*) **Die Mischung für Weissguss** wird nach Kirchweger zweckmässig: Zuerst geschmolzen $9\frac{1}{2}$ Teile Kupfer, in das flüssige Kupfer kommen 13 Teile Antimon, darauf 59 Teile reinstes Zinn. Gut gemischt, ausgegossen und zerkleinert. Von dieser Mischung werden 27 Teile geschmolzen, dann $29\frac{1}{2}$ Teile reinstes Zinn zugesetzt, gut gemischt und in Barren gegossen.

mittel an (welches jedoch gefährlich werden kann), darin bestehend, dass man die Maschine trotz Warmlaufens noch mehr Touren machen lässt als gewöhnlich und während des Ganges grössere Mengen Schwefelblüte und Öl auf die Laufflächen bringt. Unter geeigneten Verhältnissen geschieht dieses bei gelöstem Hauptlagerdeckel.

Aber selbst beim besten und richtigsten Lagerlauf kann ein

Heisslaufen der Lager

eintreten, sofern man die Lagerschalen zu fest gegen den Lauf presst.

Wichtige Faktoren, welche auf das Heisslaufen der Lager Einfluss haben, sind folgende:

1. **zu hoher Flächendruck** p,
2. **zu hohe Umfangsgeschwindigkeit** des Zapfens bei gegebenem Flächendruck ($p \cdot v$ zu gross),
3. **unzweckmässige** Zuführung der **Schmiermittel**,
4. **ungeeignetes Lagermaterial**,
5. **zu hohe Pressung** durch Kräfte, die infolge mangelhafter Konstruktion auftreten, z. B. federnde Welle,
6. **Stösse.**

Flächendruck und Umfangsgeschwindigkeit.

Es bezeichnen:

d Durchmesser des Lagers in cm,
l Länge des Lagers in cm,
n Umdrehungszahl pro Min.,
P Gesamtflächendruck in kg,

$p = \frac{P}{d\,l}$ Flächendruck pro qcm in kg,

$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 100}$ Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens in m pro Sek., so sollen folgende Werte **nicht überschritten** werden:

Tab. 1. Flächendruck und Produkt $p \cdot v$.

		Kurbellager	Kurbelzapfen
Druck pro qcm	$p =$	17—21	70—75
Produkt	$p \cdot v =$	25—32	45—65

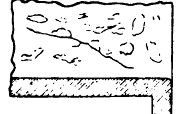


Fig. 723.
Zu hoher Flächendruck.

Beim Vorhandensein zu **hohen Flächendrucks** wird das Material der Lagerschalen an der Lauffläche zerdrückt. Es lösen sich von der Oberfläche des Lagerlaufes ganz **dünne Metallplättchen** ab (*Fig. 723*). Diese erhöhen die Lagerreibung und führen zum Festbrennen. Hierzu ein Beispiel:

115tes Beispiel. (Flächendruck.)

Eine **Walzenzugmaschine** mit Kondensation:

Hochdruckcylinder d = 540 *mm*,
Niederdruckcylinder D = 760 „
Hub H . . . . . = 900 „
Touren n . . . . . = 100 *pro Minute*,
Dampfspannung p . . = 11 *Atm. Überdruck*,

ergab:

Tab 2. Ausgerechnete Werte für das Beispiel.

	Kurbelzapfen 16 × 20 cm			Kurbellager 29 × 44 cm		
	Umfangsgeschwindigkeit v	Druck pro qcm p	Produkt $p \cdot v$	Umfangsgeschwindigkeit v	Druck pro qcm p	Produkt $p \cdot v$
Normalleistung	0,83 m	99 kg	82 kgm	1,5 m	25 kg	38 kgm
Maximalleistung	0,83 m	119 kg	99 kgm	1,5 m	30 kg	45 kgm

Diese Zahlen übersteigen wesentlich die in Tabelle 1 angegebenen zulässigen Werte.

In Wirklichkeit stellte sich denn auch heraus, dass die Maschine nicht arbeitsfähig war, nach kurzer Betriebszeit lösten sich Metallplättchen nach *Fig. 723* ab, der Kurbelzapfen und das Hauptlager lief heiss. Der Lieferant der Maschine musste letztere zurücknehmen und durch eine ganz neue Maschine ersetzen, ohne irgend welche Entschädigung.

Stoss im Steuergestänge.

Die **Heftigkeit der Stösse** im Steuergestänge hängt ebenso wie beim Hauptgestänge von der Grösse des Spielraumes in den Gelenken und den Excentern ab.

Lose Schieber.

Bekanntlich darf der Grundschieber nicht fest mit der Schieberstange verbunden sein, damit er auch nach erfolgter Abnutzung der Schieberfläche noch auf den Schieberspiegel gedrückt wird. Hat der Schieber jedoch zwischen den Muttern oder Bunden *e e* (*Fig. 724*) zu viel Spielraum, so macht sich ein **Schlag** bemerkbar, welcher sich sehr häufig auf die Kurbelwelle *k* derart überträgt, dass man meint, der Stoss rühre vom Hauptgestänge her.

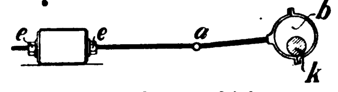


Fig. 724. Loser Schieber.

Je mehr Spielraum nun das Gelenk *a* und das Excenter *b* hat, um so stärker ist der Schlag. Da es nun sehr selten dicht schliessende Excenter giebt, so findet man auch selten wirklich ruhig gehendes Gestänge bei Schiebermaschinen. Auch hier kann man sich durch die auf Seite 315 angegebene Methode (Zuführung grosser Partieen Schmieröl) überzeugen, ob der heftige Stoss vom Excenter auf die Hauptachse übertragen wird.

Um das Spiel am Schieber zu beseitigen, macht man den Schieberkastendeckel los und zieht die Muttern nach.

Ein **Klopfen im Cylinder selbst** kann auch durch Abklappen des Schiebers (vergl. Seite 175) hervorgerufen werden, besonders bei Maschinen, die mit Expansionsapparaten arbeiten; am Ende der Expansionsperiode herrscht im Schieberkasten wenig Druck, so dass die Kompression der anderen Cylinderseite den Schieber abdrückt. Über Fressen der Schieberspiegel s. Seite 153 u. Anhang I.

Abschnitt V.

Stösse in der Luftpumpe und schlechtes Vakuum.

Was die Stösse in der Luftpumpe anbetrifft, so giebt von Ihering auf eine Anregung des Aachener Bezirksvereins Deutscher Ingenieure in einem Vortrag folgende Auskunft:

„Empfehlenswerte Vorsichtsmassregeln, um das Auftreten von Stössen in den Luftpumpen nach Möglichkeit zu vermeiden, für **neu auszuführende Kondensatoren**:

1. möglichst **reichliche Querschnitte** in den Ventilen (Wassergeschwindigkeit darin höchstens 1,0 m);

2. **richtige Anordnung** der Wasserwege und Ventile (möglichste Vermeidung von Krümmungen und scharfen Richtungsänderungen bei der Führung der Wassermassen);

3. **getrennte Absaugung** von Luft und Dampf einerseits und Wasser anderseits, wie solches bei dem Hornschen Kondensator stattfindet;

4. **Lüftungsventile** zum Einsaugen einer gewissen Luftmenge, wodurch allerdings das Vakuum des Kondensators etwas verringert, aber dem Auftreten von Stössen häufig vorgebeugt wird;

5. **Windkessel** über den Druckventilen.

Um bei **im Betrieb befindlichen Maschinen** auftretende **Stösse** zu beseitigen, wird empfohlen:

1. **Lüftungsventile** zum Einsaugen geringer Luftmengen (sog. Schnüffelventile);

2. **Verbindungen zwischen Saug- und Druckraum,** durch eingebohrte Löcher oder Umläufe;

3. kleine **Windkessel** über den Druckventilen;

4. **Undichtmachen** der Druckklappen;

5. **Verringerung des Aufschlages** der Saug- und Druckklappen bezw. des Ventilhubes bei Anwendung von Ventilen.

Er erwähnt sodann einen ihm mitgeteilten, interessanten Fall der Beseitigung der Stösse an einer ausgeführten Luftpumpe.

116tes Beispiel. (Luftpumpe.)

Dieselbe lief mit 2,6 m Kolbengeschwindigkeit und einer Wassergeschwindigkeit in den Klappen von 1,9 m, wobei sie ein Vakuum von 96 % lieferte. Der Gang der Pumpe war jedoch sehr unruhig und mit wiederkehrenden Stössen behaftet. Durch Undichtmachen der Druckklappen im Wasserraum fiel das Vakuum zwar auf 86 %, dafür ging die Pumpe aber von da an durchaus ruhig und geräuschlos. Durch späteres Verringern der Undichtigkeit konnte das Vakuum wieder auf 90 % (68,4 cm) erhöht werden, und es blieben auch hierbei die Stösse ein für allemal beseitigt. Es scheint demnach Luftmangel die Ursache der anfänglichen Stösse gewesen zu sein."

In neuerer Zeit macht es überhaupt keine Schwierigkeiten, Luftpumpen ohne jeden Stoss arbeiten zu lassen, man findet Ausführungen bis 6 m Kolbengeschwindigkeit, welche ganz ruhig arbeiten. Das Hauptaugenmerk ist auf **genügend grossen Raum** (in *Fig. 725* mit *R* bezeichnet) über den Druckventilen zu legen, so dass sich das Wasser in diesem Raum aufhalten kann, ohne während der Ausflussperiode in den Druckventilen entweichen zu müssen.

Die zulässige Kolbengeschwindigkeit der Nassluftpumpen.

Man findet Ausführungen bis $6^1/_2$ m Kolbengeschwindigkeit. So befindet sich auf einem Eisenwerke in Völklingen a. d. Saar eine Eincylindermaschine mit 8 Atm. Betriebs-

druck, $D = 1350$, $H = 1500$, $n = 130$, deren direkt an die Kolbenstange gekuppelte Luftpumpe stossfrei und mit einem Vakuum von 90 % arbeitet.

Schlechtes Vakuum im Kondensationsraum hat seine Ursache in:

1. Zu kleinen **Durchgangsquerschnitten** der Saug- und Druckklappen bezw. zu hohen Geschwindigkeiten.

Es sei hier folgender Fall erwähnt:

117tes Beispiel. (Zu kleiner Durchgangsquerschnitt.)

Ein Fabrikant schickt mir die Zeichnung einer ausgeführten Luftpumpe und jammert, dass er nur ein Vakuum von 50 bis 60 cm Quecksilbersäule erziele.

Nach der Zeichnung ergab sich eine Geschwindigkeit in den Klappen von ca. 11 m! Der Zeichner hatte beim Berechnen Umfang und Querschnitt verwechselt!

Man nehme für die Saugklappen bis 1,5 m und für die Druckklappen bis 2 m **Geschwindigkeit.**

2. **Undichten Klappen.**

Sehr häufig finden sich auch undichte Gummiklappen. Beim Anlassen der Maschine ist es unvermeidlich, dass der noch nicht niedergeschlagene heisse Dampf die Gummiklappen erwärmt, wodurch diese viel leiden. Je öfter eine Betriebsunterbrechung stattfindet, desto kürzere Lebensdauer werden die Klappen haben.

3. **Undichten Kolben.**

Die Kolben der Luftpumpen weisen im allgemeinen einen grossen Verschleiss auf. Schon nach einigen Wochen Betriebszeit stellen sich meist Riefen im Cylinderlauf und Kolben ein, ganz gleich, von welchem Material man die Kolbenringe herstellt. Die Ursache dieses übermässigen Verschleisses liegt fast nur an den Verunreinigungen des Kühlwassers; nicht selten findet man beim Nachsehen in den Luftpumpen eine grosse Menge Sand und dergl. vor. Hat die Luftpumpe verhältnismässig grossen Querschnitt, so macht sich der Einfluss der Undichtigkeiten nicht so stark bemerkbar, deshalb:

Nicht zu kleine Luftpumpen.

4. **Zu hoher Tourenzahl bei nicht geeigneter Klappenkonstruktion.**

Die Anordnung der Gummiklappen für die Saugventile nach unten (*Fig. 725*) giebt nur bei niedriger Tourenzahl (bis $n = 90$) befriedigende Resultate, bei höheren Tourenzahlen schliessen die Klappen nicht schnell genug ab, so dass der volumetrische Wirkungsgrad sehr gering ausfällt.

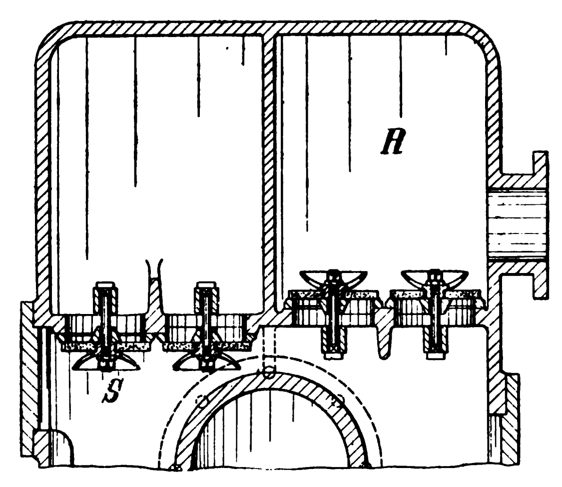


Fig. 725. Luftpumpe. *R* **Druckraum.** *S* **Saugventile.**

118tes Beispiel. (Schlechtes Vakuum.)

Mir ist ein Fall bekannt, wo die Luftpumpe die erwähnte Anordnung der Klappen (*Fig. 725*) **hatte.**

Es ergab sich:

Leerlauf	$n = 120$;	Vakuum	$= 72$ cm
	$n = 160$;	„	$= 61$ „
Belastet	$n = 150$;	„	$= 51$ „

Je kleiner der Klappenhub, desto günstiger wird das Vakuum werden, im allgemeinen sollte man aber bei höheren Tourenzahlen die nach unten hängenden Klappen vermeiden.

5. **Undichtigkeiten in der Leitung** können die Höhe des Vakuums sehr beeinflussen. Man achte hierauf besonders bei Centralkondensationen.

119tes Beispiel. (Schlechtes Vakuum.)*)

Es handelt sich um eine 450 m unter Tage stehende **Kompounddampfwasserhaltungsmaschine**, welche in der Anordnung gebaut war, dass hinter dem Hochdruckcylinder zwei einfach wirkende Plungerpumpen für 27,5 Atm. Wasserdruck und hinter dem Niederdruckcylinder die Luftpumpe aufgestellt war.

Die Pumpen hoben pro Minute 1 cbm Wasser und wurde dieses ersteren durch die Luftpumpe zugehoben. Ohne Luftpumpe und Kondensation konnte mit der Maschine also nicht gearbeitet werden, dieses auch schon aus dem Grunde nicht, weil der auspuffende Dampf eine ganz unerträgliche Hitze im Maschinenraum erzeugte.

Die Maschine war von einer bestrenommierten Maschienenfabrik erbaut worden und arbeitete tadellos. Das Vakuummeter zeigte ein Vakuum von 90 bis 95% an. Da wird eines Tages das **Vakuum viel schlechter,** es werden nur noch 25 bis 30% angezeigt.

Die Maschine nahm einen sehr **unregelmässigen Gang** an, lief bald langsam, bald schnell und gebrauchte viel Dampf.

Die Luftpumpe brachte so wenig Wasser, dass dieses für die Hochdruckpumpen gar nicht ausreichte und mussten, nur um die Anlage in Betrieb zu halten, die Überführungshähne vom Druckventil zum Saugventil und die Luftschnüffeler stets offen gehalten werden. Der Luftpumpe wurde durch die Verbindung mit der Hochdruckleitung, welche zum Füllen ersterer diente, fortwährend Wasser zugeführt.

Es war von grösster Wichtigkeit, die Maschine in Betrieb zu halten, da hiervon die Erhaltung eines Tiefbaugrubenbetriebes abhängig war.

Fast eine ganze Woche suchte man nach der Ursache des Missstandes, ohne dieselbe zu finden. Zuerst wurde die Saugleitung genau untersucht, dann ausgebaut, um auch den Saugkorb besichtigen zu können. Die Flanschen bekamen neue Dichtung, die Luftpumpe neue Gummiklappen, man untersuchte den Kolben, doch alles vergebens. Das Vakuum blieb schlecht, die Luftpumpe führte den Hochdruckpumpen zu wenig Wasser zu,

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

die Maschine gebärdete sich wie närrisch und das Tiefbauwasser fing an, langsam von der unteren Sohle, über welcher die Maschine ca. $1\,^1/_2$ m stand, Besitz zu nehmen.

Von neuem begannen die Untersuchungen. Das Wechselventil wurde ausgebaut, besichtigt und eingeschliffen, die Luftpumpe und der Kondensator auseinandergenommen und alle Verbindungen neu gelidert, ebenfalls die Cylinderdeckel des Niederdruckcylinders und sämtliche Stopfbüchsen, doch alles ohne Erfolg.

Nun fasste man den Entschluss, an die Maschinenfabrik um einen Monteur zu telegraphieren, damit dieser es versuche, die Grube vom Verderben zu erretten, doch ehe das Telegramm aufgegeben war, hatte sich der Fehler gefunden.

Auf der weiteren Suche nach der Ursache des Unheils wurden, um vielleicht doch noch irgend welche Undichtigkeit zu entdecken, alle Flanschen mit einem brennenden Licht umfahren, auf welche Weise man ja bekanntlich Undichtheiten am Kondensator und den Rohrleitungen mit innerem Vakuum am besten aufsucht.

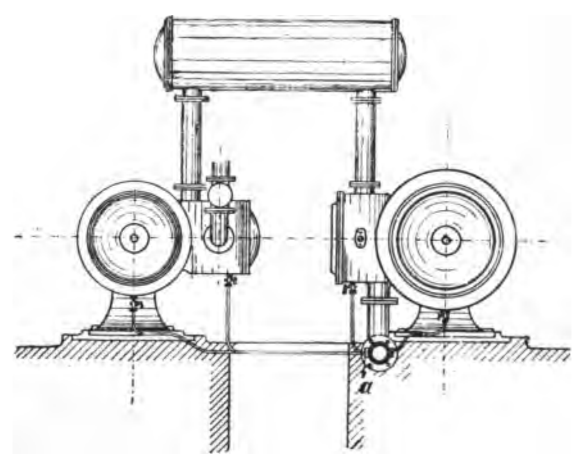


Fig. 726. Undichter Flansch.

Einer der Schlosser, die sich an den Arbeiten mit beteiligten, stiess plötzlich einen Freudenruf aus: Ich habs! Sein Licht war an einer Stelle plötzlich angezogen worden und erloschen.

Und richtig, wonach man eine ganze Woche lang Tag und Nacht gesucht hatte war gefunden in der Undichtheit einer kleinen Flanschenverbindung.

Die Wasserablassröhrchen der Cylinder waren nämlich in die Auspuffleitung zwischen Niederdruckcylinder und Kondensator hineingeführt und mit dieser durch kleine längliche Flanschen verbunden. An einer dieser Verbindungen war die Gummidichtung (in *Fig. 726* mit *a* bezeichnet) schlecht geworden und konnte infolgedessen die Luft eintreten.

Nachdem die defekte Dichtung durch eine neue ersetzt worden, lief die Maschine bei gutem Vakuum wieder sehr gut.

Abschnitt VI.

Das Einstellen der Steuerungen
der
Dampfmaschinen.

Das Einstellen der Steuerung erfordert sowohl in der Werkstatt, bei der Montage, als auch nach jeder Reparatur der Maschine besondere Aufmerksamkeit. Man soll es nie unterlassen, die Stellung der Steuerung zu kontrollieren und sich hierüber, wie auf Seite 336 und 337 angegeben, Notizen zu machen. Auch, wenn gleich nach der Inbetriebsetzung der Maschine Indikatorversuche vorgenommen werden, ist es hierbei erwünscht, dass die Notizen für die Steuerung vorliegen.

a) Einfache Schiebersteuerung.

Cylinder, Rahmen, Kurbelwelle (mit aufgezogener Kurbel und lose aufgestecktem, jedoch bereits genutetem Excenter) sind nach Wage und Winkel in der Werkstatt festgelegt.

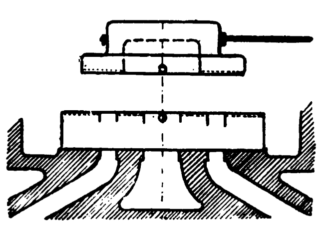


Fig. 727.
Anzeichnen des Schiebers.

Fig. 728.
Anzeichnen des Schieberspiegels.

Man reisst die Schieberkanäle an der unteren Führungsfläche für den Schieber mittelst Reissnadel und Winkel nach *Fig. 728* auf, kennzeichnet die Risse durch Meissel-

hiebe und die Mitte des Schieberspiegels durch Körner. (Gut ist es, die Stege, wie in der Zeichnung durch Punkte angedeutet, durch kleine Körner zu markieren.)

Ebenso werden am **Schieber** das Schiebermittel und die Kanalkanten aussen angezeichnet (*Fig. 727*); man ist hierdurch imstande, selbst bei eingebautem Schieber Eröffnung und Schluss der Kanäle von aussen zu erkennen.

Jetzt keilt man das Excenter provisorisch an beliebiger Stelle fest, verbindet dasselbe mit dem Schieber und dreht die Kurbelachse. Man ändert nun die Länge des Gestänges so lange, bis nach *Fig. 729* der Schieber von Mitte Schieberspiegel gleichmässig nach vorn und hinten ausschlägt, also die **Strecke** *E* von Mitte Excenter bis Mitte Schieber gleich ist der **Strecke** *S* von Mitte Kurbelwelle bis Mitte Schieberspiegel.

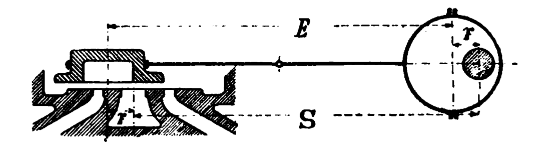


Fig. 729. Bestimmung der Entfernung *E*.

Nun stellt man die Kurbel in die **Totpunktlage,** dreht das Excenter auf der Achse, bis der vordere Einlasskanal um das **Voreilen** *v* geöffnet ist (*Fig. 730*).

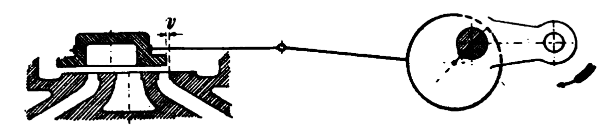


Fig. 730. Bestimmung der Richtung des Excenters.

Hierauf keilt man das Excenter provisorisch fest und dreht die Achse in die **hintere Totpunktlage.** Erhält man nun dasselbe Voreilen *v*, so kann die Nute für das Excenter in die Achse eingebracht und die Länge der Schieber- und Excenterstangen fixiert werden. (Beobachtet man noch, bei welchem Kolbenwege der Dampfeinlass und -Auslass geschlossen wird, so erhält man hinten etwas mehr Füllung als vorn, was sich des Fehlergliedes wegen nicht

vermeiden lässt.) Auch der Voraustritt hinten und vorn ist festzustellen und alles durch Anfertigung einer Tabelle für event. Fälle festzulegen (s. Seite 336 und 337).

b) Expansionssteuerung.

Der **Grundschieber** wird in derselben Weise eingestellt, wie bei der einfachen Steuerung angegeben.

Sodann bestimmt man zuerst die Länge E des Gestänges für den Expansionsschieber.

Man stellt zu diesem Zweck den Grundschieber auf Mitte Schieberspiegel (dabei ist die Excenterstange ausgekuppelt), sodann wird das **Expansionsexcenter** provisorisch nach dem in der Zeichnung angegebenen Voreilwinkel aufgekeilt. (Wenn Angaben sich darüber nicht vorfinden, stelle man das Excenter der Kurbel gegenüber, also Voreilwinkel des Expansionsexcenters gleich 90°.)

Nun wird die Kurbel in die vordere, dann in die hintere Totpunktlage gestellt und die Länge des Gestänges derart geändert, dass der Expansionsschieber nach beiden Seiten um die Excentricität r_1 (den halben Schieberhub) desselben ausschlägt. *(Fig. 731—732.)*

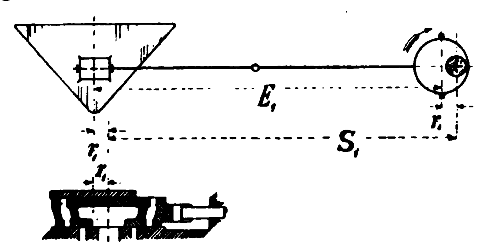


Fig. 731—732. **Bestimmung der Gestängelänge E_1.**

Die Grundexcenterstange wird jetzt wieder eingekuppelt.

Man stellt nun den **Regulator** in die **höchste Stellung**, durch Unterlegung eines Klotzes unter die Muffe *(Fig. 734)*, befestigt den Hebel R_1 auf der Expansionsschieberstange, so dass der Schieber die

kleinste Füllung

zulässt. *(Fig. 733.)*

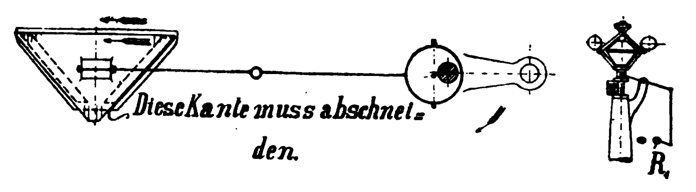


Fig. 733. Einstellen auf kleinste Füllung. Fig. 734.

Hier ist besonders darauf zu achten, dass der Expansionsschieber **nicht zu weit verdreht** wird. *Fig. 735* zeigt falsche Einstellung bezw. zu weit verdrehten Riderschieber. Die Kanäle dürfen bei x nicht geöffnet sein.

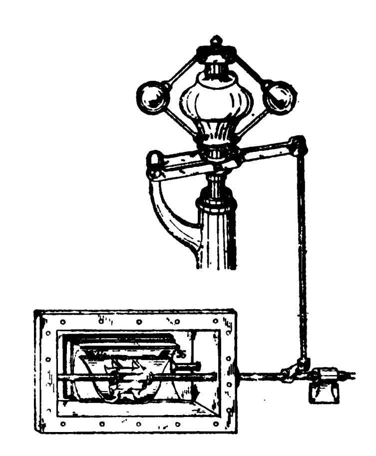


Fig. 735. Zu weit verdrehter Expansionsschieber.

Angaben über die **kleinste Füllung** findet man in der betreffenden Schieberzeichnung.

Falls nichts angegeben ist, nehme man bei

Auspuffmaschinen kleinste Füllung . . . 0,0

Kondensationsmaschinen kleinste Füllung — 0,02.

Betreffs des letztgenannten **negativen Füllungsgrades** von — 0,02, also minus 2%, findet man häufig noch irrige Auffassung. Denken wir uns eine Maschine mit 0 Füllung, so schliesst der Expansionsschieber den Dampfeintritt ab, wenn die Kurbel im toten Punkte steht. Der schädliche Raum ist jedoch

mit Frischdampf gefüllt, dieser expandiert und ist unter Umständen imstande, eine zu hohe Umdrehungszahl und event. ein Durchgehen der Maschine zu veranlassen.

Bei Maschinen mit **Kondensation** und grossen schädlichen Räumen wird dieser Umstand viel eher eintreten, als bei Auspuffmaschinen.

Sorgen wir nun dafür, dass bei der kleinsten Füllung der Frischdampf überhaupt nicht in den schädlichen Raum gelangen kann.

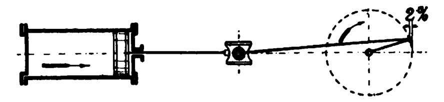


Fig. 736. Negativer Füllungsgrad in höchster Stellung des Regulators schliesst das Dampfeinlassorgan bereits in der gezeichneten Kurbelstellung, etwa 2% des Kolbenweges, vor dem toten Punkt, noch bevor die Voreilung begonnen.

Schliessen wir also den Dampfeintritt, noch **bevor die Voreilung** begonnen, so gelangt überhaupt kein Dampf in den schädlichen Raum; ein **Durchgehen der Maschine** kann also nicht stattfinden.

Man suche nun die

grösste Füllung,

indem man bei **tiefster** Regulatorstellung *(Fig. 738)* die Kurbel in der Pfeilrichtung soweit dreht, bis die vordere

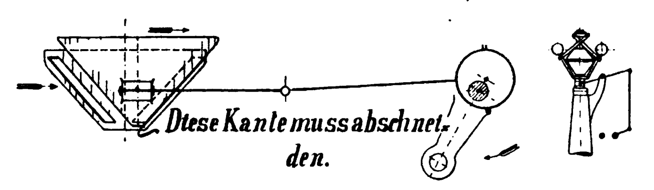


Fig. 737. Einstellen auf grösste Füllung. **Fig. 738.**

Kante des Expansionsschiebers *(Fig. 737)* abgeschlossen hat, notiert dieses und verfährt ebenso mit der hinteren Arbeitsseite.

Das

Fehlerglied

veranlasst verschieden grosse Füllungen und zwar bei üblichen Treibstangenlängen:

Einfluss des Fehlergliedes auf den Füllungsgrad.

Tab. 3.

	Mittlerer Füllungsgrad.								
	0,0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	1
Füllung hinten	0,0	0,06	0,12	0,24	0,35	0,45	0,55	0,65	1,0
Füllung vorn	0,0	0,04	0,08	0,17	0,26	0,35	0,45	0,55	1,0
Unterschied	0,0	0,02	0,04	0,07	0,09	0,10	0,10	0,10	0,0

Das Fehlerglied bewirkt:

Beim Hingang, also hinten (Deckelseite)
Vergrösserung d. **Füllungs**grades
„ der **Kompression**
Verkleinerung des **Voraus**trittes

Beim Rückgang, also vorn (Kurbelseite)
Verkleinerung d. Füllungsgrades
„ der Kompression
Vergrösserung des Voraustrittes

Um dieses deutlicher zu machen, sei es an einem Diagramm *(Fig. 739)* veranschaulicht.

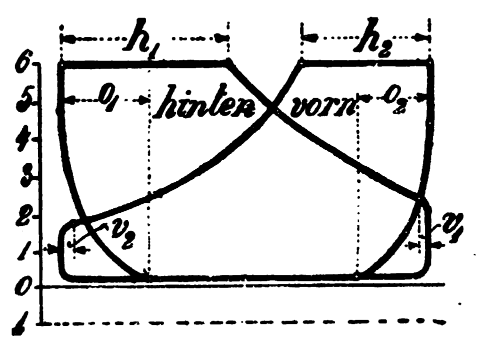


Fig. 739. Diagramm mit Einfluss des Fehlergliedes.

Fig. 740. Regulator in Mittelstellung.

Die sich ergebenden **ungleichen Füllungen** gleicht man aus auf folgende Weise:

Man stellt den **Regulator** in **Mittelstellung**, dreht die Kurbelachse und vergrössert die Länge des Expansionsgestänges E_1 *(Fig. 731)* so viel, bis sich auf beiden Seiten ungefähr gleiche Füllung ergiebt. Dadurch erhält man für die Normalleistung **annähernd gleiche Füllungen.** (S. Tab. 6 S. 340)

Nun überzeugt man sich noch, ob der Ausschlag der Regulatorhebel gleichmässig ist. In Mittelstellung des Regulators sollen die Hebel mit der Zugstange einen Winkel von 90° bilden, wie in *Fig. 740* angedeutet.

Bei all diesen Einstellungen und Untersuchungen der Steuerungen hat man sich über alle Daten **Notizen** zu machen, am besten in Tabellenform, wie nachstehendes Beispiel zeigt.

120tes Beispiel.

Walzenzugmaschine mit Kondensation (Bauart Tandem), Cylinderdurchmesser 800 u. 1200 mm, 1300 mm Hub, $n = 90$, erhielt neue Kolbenschiebersteuerung. Die Einstellung dieser ergab folgende Daten für den Hochdruckcylinder:

Tab. 4 (119tes Beispiel).

Die schrägen Zahlen beziehen sich auf Kolbenwege	vorn (Kurbelseite) mm	vorn (Kurbelseite) %*)	hinten (Deckelseite) mm	hinten (Deckelseite) %*)
Voröffnung für den **Eintritt** $v =$	25	—	25	—
„ *beginnt vor Totpunkt*	*38*	*2,9*	*40*	*3,1*
Voraustritt . . . . $v_a =$	36	—	36	—
„ *beginnt vor Totpunkt*	*78*	*6*	*58*	*4 1/2*
Kompression *beginnt vor Totpunkt*	*130*	*10*	*169*	*13*
Füllung Regulator *hoch* . .	—	*0*	—	*—1*
„ „ *unten* .	—	*60*	—	*55*
„ „ *mitten* .	—	*13*	-	*13*

Der schädliche Raum dieser Maschine beträgt ca. 18%, daher diese verhältnismässig **grosse Voröffnung.**

Zum **Ablesen der Kolbenwege** teile man sich an der Geradführung, wie in *Fig. 741–742* angedeutet, den Hub in 10 gleiche Teile ein. Man kann dann ohne besondere Mühe dort stets die Kolbenstellungen ablesen.

---

*) *Prozente des Kolbenhubes.*

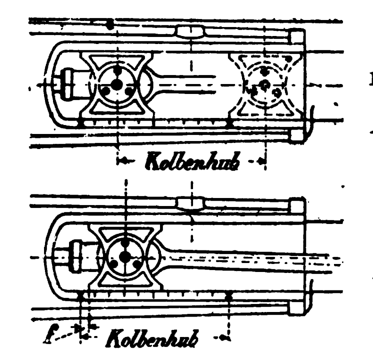


Fig. 741.
Kreuzkopf in den Totpunktlagen. Anzeichnen des Kolbenhubes.

Fig. 742.
Abmessen des Kolbenweges für Beginn des Voraustritts.

121tes Beispiel. (Voraustritt.)

In *Fig. 742* steht die Maschine auf Beginn des Voraustritts vorne. Der Kolbenweg misst sich zu $f = 78$ mm, ergiebt bei 1300 mm Kolbenhub $\frac{78 \cdot 100}{1300} = 6\,\%$.

122tes Beispiel.

Wir wollen nun noch ein **Beispiel** wählen für eine gewöhnliche Transmissionsdampfmaschine, 400 mm Cylinderdurchmesser, 700 mm Hub, $n = 85$, und nehmen an, die Steuerung ist schon montiert und soll an Ort und Stelle (im kalten Zustande) geprüft bezw. eingestellt werden. Die Excenter sind also schon aufgekeilt. Wir lassen die Maschine langsam drehen und entwerfen uns aus den Steuerungsverhältnissen die folgende Tabelle:

Tab. 5 (122tes Beispiel).

Die schrägen Zahlen beziehen sich auf Kolbenwege	vorn (Kurbelseite) mm	vorn (Kurbelseite) %	hinten (Deckelseite) mm	hinten (Deckelseite) %
Voröffnung für den Eintritt $v =$	4	—	4	—
„ *beginnt vor Totpunkt*	*0,7*	*0,1*	*1,8*	*0,25*
Voraustritt . . . . $v_a =$	18	—	18	—
„ *beginnt vor Totpunkt*	*24*	*3,5*	*17*	*2,5*
Kompression *beginnt vor Totpunkt*	*98*	*14*	*140*	*20*
Füllung Regulator *hoch* . .	—	*0* *0*	—	*0* *−0,5*
„ „ *unten* . .	—	*55* *63*	—	*65* *57*
„ „ *mitten* .	—	*11* *12*	—	*15* *13*

Die grosse Verschiedenheit der Füllungen vorn und hinten für die Mittelstellung des Regulators soll uns veranlassen, die Steuerung in der Weise zu korrigieren, dass die **Füllungen für die Normalleistung** (annähernd Mittelstellung des Regulators) auf beiden Cylinderseiten möglichst gleich sind. Zu dem Zweck verschieben wir den **Expansionsschieber** vorläufig schätzungsweise nach Tab. 6 um $2\,{}^1/_2$ mm **nach hinten** und sehen jetzt nach, ob die Füllungen auf beiden Seiten gleich sind. Wir stellen nun noch den Regulator in höchste und tiefste Stellung und korrigieren die Tabelle. Das Endresultat ist mit kleiner Schrift in Tab. 5 vermerkt.

Auch an Hand der Schieberdiagramme kann man die Verhältnisse zur Erzielung gleicher Füllungsgrade bestimmen.

In *Fig. 743–746* ist der relative Schieberkreis III gezeichnet. Die Werte, welche sich bei der ersten Untersuchung der Steuerung ergaben, also hinten und vorn,

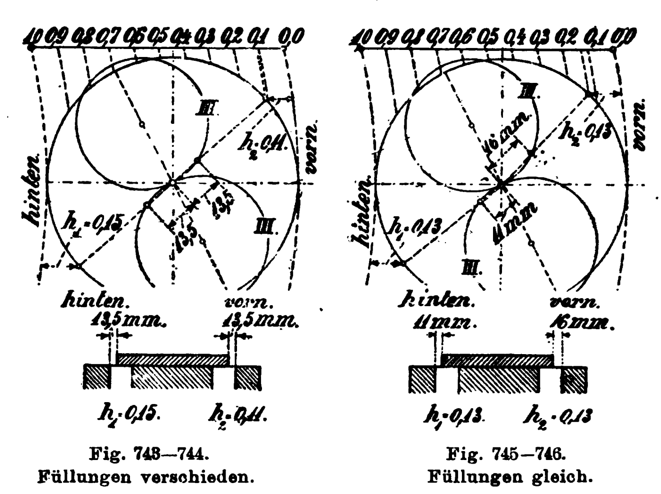


Fig. 743—744.
Füllungen verschieden.

Fig. 745—746.
Füllungen gleich.

tragen wir in *Fig. 743–744* ein (hinten 15%, vorne 11% Füllung) und ziehen die betreffenden Kurbelstellungen. Das arithmetische Mittel von 0,11 und 0,15 ist

$$\frac{0{,}11 + 0{,}15}{2} = 0{,}13 \text{ also } 13\%$$

Füllung wird in *Fig. 745* vorn und hinten aufgetragen und ergiebt die gezeichneten Kurbelstellungen. Man misst

dann aus dem Diagramm eine Kantenentfernung von 11 mm hinten und 16 mm vorne, also ungleiche Kantenentfernungen. Ein Vergleich der früheren Schieberstellung *Fig. 744* mit der Korrektur *Fig. 746* zeigt, dass der Schieber um 2,5 mm nach hinten geschoben werden muss. Mit dieser Korrektur ändern sich natürlich auch die kleinste und die grösste Füllung, wie man auch leicht aus dem Diagramm ermitteln kann.

Um **gleiche Füllungen** für Mittelstellung des Regulators zu erzielen, müssen wir also:

Den Expansionsschieber **nach hinten rücken** und zwar um

Tab. 6 (Verschiebung nach hinten.)

ca.	1,5	2	2,5	3	3,5	mm,
bei Hub	300	500	700	900	1100	„ .

Mancher vorsichtige Konstrukteur berücksichtigt das Fehlerglied schon beim Anfertigen der Werkstattzeichnungen; er wählt für die Durchlasskanäle im Riderschieber **verschiedene Neigungen** und bei der Meyerschen Steuerung verschiedene Steigung im Gewinde.

Den Einfluss des Fehlergliedes auf **Kompression** und **Voraustritt** kann man ebenfalls ausgleichen durch verschiedengrosse innere Deckung und zwar ist die

innere Deckung hinten kleiner

zu nehmen als vorne, wie in Haeder, Indikator II. Aufl. Seite 197 deutlich gezeigt.

Das Einstellen der Steuerung bei Ventilmaschinen.

Das Einstellen der Ventile geschieht in ähnlicher Weise, doch kann man sich hier noch besser helfen, als bei den Schiebermaschinen, da wir es mit 4 Steuerorganen zu thun haben, also jedes einzelne für sich ändern können.

Als Voröffnung für die Einströmung gilt die Eröffnung des Ventiles in der Totpunktlage der Kurbel. Beim Einstellen der Steuerung achtet man auch besonders darauf, in welcher Kurbelstellung die Eröffnung des Einlasskanales beginnt.

Die **Grösse der Voröffnung** richtet sich nach:

der Höhe der Kompression,
der Grösse des schädlichen Raumes,
der Anzahl der **Umdrehungen** pro Minute.

Verstehen wir unter kleinem schädl. Raum 3—7 % und
" grossem " " 7—10 %,
so kann man für normale Tourenzahlen vorläufig annehmen, falls nichts Besonderes vorgeschrieben:

Tab. 7.

Beginn des **Voreintritts** bei Ventilmaschinen in mm des Kolbenweges.

System	Eincylinder				Kompound und Tandem mit Kondensation			
	Auspuff		Kondensation		Hochdruck-Cylinder		Niederdruck-Cylinder	
Kolbenhub	Schädlicher Raum		Schädlicher Raum		Kompression		Kompression	
	klein mm	gross mm	klein mm	gross mm	niedrig mm	hoch mm	niedrig mm	hoch mm
500	3	5	6	9	4	3	5	3
800	4	8	10	14	6	4	8	4
1000	5	10	12	17	7	5	10	5
1200	6	12	15	21	9	6	12	6
1500	7	15	19	26	11	7	15	7
Prozente ca.	$^1/_2$	1	$1^1/_4$	$1^3/_4$	$^3/_4$	$^1/_2$	1	$^1/_2$

123tes Beispiel. (Voreintritt.)

In welcher Kolbenstellung soll der Dampfeintritt beginnen, also das Eintrittsventil sich zu heben anfangen bei einer Eincylinderauspuffmaschine von 800 mm Hub. Der schädliche Raum derselben beträgt 6%?

Nach Tab. 7 ca. 4 mm vor dem toten Punkt = ½% des Kolbenweges.

Bei Maschinen mit **sehr grossem schädlichen Raum** (12—18%), wie z. B. **Walzenzugmaschinen, Schnellläufer** u. s. w. kann man das **Doppelte** der in Tab. 7 angegebenen Kolbenwege nehmen (s. Beispiel S. 337).

Für Voraustritt und Kompression kann man als Überschlagswert vorläufig annehmen, wenn nichts Besonderes angegeben ist,

Tab 8. Voraustritt und Kompression für Ventilmaschinen.

	Voraustritt	Kompression
Auspuffmaschinen	6—10%	15%
Kondensationsmaschinen	6—10%	30%
Hochdruckseite bei Kompoundmaschinen	6—10%	6%

Natürlich ist es immer erforderlich, schon kurz nach Inbetriebsetzung Indikatordiagramme zu nehmen und so an Hand der Diagramme die Steueruug, falls erforderlich, zu ändern.

124tes Beispiel.

Eine **Kompound**maschine mit Kondensation

$$D = 600/900, \ H = 1000, \ n = 70$$

ergab:

Tab. 9. (Ventilmaschine.)

Die schrägen Zahlen beziehen sich auf Kolbenwege	kleiner Cylinder		grosser Cylinder	
	vorn	hinten	vorn	hinten
Voröffnung der **Einström**ventile *)	4,5	4,5	6	6 mm
Hub „ „	24	24	30	30 „
„ „ **Ausström**ventile	26	26	34	34 „
Voraustritt „ „	*8*	*8*	*7*	*7%*
Kompression	*5*	*5*	*15*	*15%*

*) *gemessen an der Ventilspindel in der Totpunktlage der Kurbel.*

Abschnitt VII.

Ausbohren der Dampfcylinder an Ort und Stelle

(ohne Demontage der Cylinder.)

Einer der wichtigsten Faktoren für das ökonomische Arbeiten der Dampfmaschine ist unzweifelhaft die Beschaffenheit des **Dampfcylinders**, d. h. die Beschaffenheit der inneren Wandungen desselben, soweit diese für den Kolbenweg in Betracht kommen. Nur wenn diese Wandungen auch wirklich einen Cylinder im wahren Sinne des Wortes bilden, wird es der Kolbenfeder möglich sein, sich so an dieselbe anzulegen, dass ein vollkommen **dichter Dampfabschluss** erzielt wird.

Mag nun ein Dampfcylinder, wenn er die Maschinenfabrik verlässt, diese Bedingung auch voll und ganz erfüllen, so wird es doch kaum möglich sein, denselben, auch bei bester Pflege und Wartung, dauernd so zu erhalten. Seine innere Fläche ist ebenso dem **Verschleiss** und der Abnützung unterworfen, wie jeder andere sich **bewegende** Maschinenteil.

Nach kürzerer oder längerer Betriebszeit wird man finden, dass der Cylinder nicht mehr rund, sondern oval ist und zwar wird er meist unten verschlissen sein. Mag der Kolben auch noch so gut durch seine hintere und vordere Geradführung getragen werden, ganz zu vermeiden wird dieser Übelstand wohl nie sein.

Es kann der Cylinder aber auch durch ungleichmässiges Andrücken der **Kolbenfedern** unrund werden.

Sodann sind noch die Fälle am häufigsten, dass die Cylinderwandungen durch irgend eine Veranlassung, z. B.

durch Verwendung von minderwertigem **Cylinderöl** und **unrichtiger Zuführung** desselben oder durch irgend einen fremden Körper angegriffen werden und auf der ganzen Lauflänge mehr oder weniger tiefe Furchen bekommen.

Genannte Übelstände werden sich bald durch immer grösser werdenden **Dampfverbrauch** bemerkbar machen, der nun zunächst vielleicht den Kolbenfedern zur Last gelegt wird. Man sagt, **der Kolben ist undicht** und man wird nun versuchen, den Fehler durch Einsetzen neuer Kolbenfedern zu beseitigen.

Lag nun wirklich die Schuld an den Kolbenfedern, so wird auch der Dampfverbrauch wieder ein geringerer sein; es wird aber das Gegenteil stattfinden, wenn die Schuld auf seiten des Cylinders lag. Denn es ist ganz klar, dass sich eine neue runde Feder noch viel weniger einem unrunden oder mit Riffeln versehenen Cylinder anpassen wird, wie eine alte, eingelaufene Feder.

In diesem Falle das alte Verhältnis wieder herzustellen, wird nur durch das Ausbohren des Cylinders möglich sein.

Freilich ist dies nun eine Arbeit, zu der wohl mancher Dampfmaschinenbesitzer sich schwer entschliessen kann, obgleich er von dem unnötig starken Dampf- bezw. Kohlenverbrauch fest überzeugt ist; denn ohne eine längere Betriebsstörung kann die Arbeit nicht ausgeführt werden.

Dazu kommt noch die vielleicht vielfach verbreitete Ansicht, dass das **Ausbohren eines Dampfcylinders** nur in der Maschinenfabrik ausgeführt werden könnte, derselbe also von der Maschine abgenommen und dorthin gesandt werden müsste.

Es mag daher sehr oft der Fall sein, dass gerade diese Arbeit, welche bei grossen Dampfcylindern mit sehr grossen Schwierigkeiten verbunden sein kann, vor dem Ausbohren zurückschrecken lässt.

Bevor man sich daher entschliesst, die Arbeit des Ausbohrens vorzunehmen, ist deshalb in Erwägung zu ziehen, ob das Ausbohren des Cylinders nicht besser an Ort und Stelle, also **ohne Demontage des Cylinders** bequemer, rascher und billiger ausgeführt werden kann.

Abgesehen von kleinen Dampfcylindern, welche man jedenfalls immer auf der Drehbank ausbohren wird, wird das *Ausbohren an Ort und Stelle* stets das **Vorteilhafteste** sein.

Hierbei fällt in erster Linie die schon erwähnte Demontage,*) der unter Umständen sehr schwierige Hin- und Hertransport,*) sowie die spätere Montage des Cylinders ganz und gar weg.

Sodann ist das Ausrichten des Cylinders auf der Drehbank, wo, abgesehen von der längeren Arbeitszeit zum Ausrichten, sich sehr leicht ein Fehler einschleicht, der bei späterer Montage die grössten Schwierigkeiten bereiten kann, in Betracht zu ziehen. Das Ausrichten der Bohrstange an Ort und Stelle ist dagegen, wie wir später sehen werden, äusserst einfach und kann hierbei ein Fehler, der nachteilige Folgen für den Gang der Maschine haben könnte, nicht entstehen.

Abgesehen aber von diesen Fehlern, die bei gewissenhafter Ausführung seitens der Maschinenfabrik äusserst selten vorkommen werden, wird es aber immerhin von unverkennbarem Vorteil sein, wenn das wichtigste Stück der Dampfmaschine nicht von seinem Sitze entfernt zu werden braucht.

Wie und auf welche Weise nun das **Ausbohren eines Dampfcylinders** geschehen kann, ist nicht ganz unabhängig von den örtlichen Verhältnissen, sowie von der Art, wie sich der Antrieb des **Bohrapparates** bewerkstelligen lässt.

In Bezug auf die örtlichen Verhältnisse kommt es vor allen Dingen darauf an, dass hinter dem betreffenden Cylinder **der nötige Raum** vorhanden ist, den Bohrapparat anzubringen, was aber wohl ausnahmslos der Fall sein wird.

Bei der **Art des Antriebes** können folgende Fälle in Betracht kommen:

1. Der Apparat kann durch eine **Transmission** oder sonst eine sich in der Nähe und im Betriebe befindliche Maschine angetrieben werden.
2. Es steht ein kleiner, transportabler **Motor** zur Verfügung.
3. Der Antrieb muss durch **menschliche Kraft** bewirkt werden.

---

*) Diese ist je nach der Konstruktion unter Umständen sehr schwierig (vergl. Seite 114 und 115).

In allen Fällen handelt es sich zunächst darum, die Geschwindigkeit der antreibenden Transmissionsachse, bezw. Kurbelachse oder Handkurbel festzustellen.

Die **Geschwindigkeiten des Werkzeuges** bezw. der Bohrstange hängt von der Grösse des Dampfcylinders ab und muss in jedem Falle vorher durch Rechnung bestimmt werden.

Durch Gegenüberstellung dieser beiden Grössen ist sodann das Übersetzungsverhältnis zwischen Antrieb und Bohrstange festzustellen, unter gleichzeitiger Berücksichtigung der etwa im Betriebe vorhandenen und disponiblen Schnecken oder Zahnräder und Riemenscheiben.

Die **Stärke der Bohrstange** richtet sich nach der Stärke der Kolbenstange bezw. der Bohrung für die Grundbüchse bei Maschinen mit Bajonettrahmen. Dagegen kann dieselbe bei Maschinen mit zwei Deckeln beliebig stark genommen werden.

Bei dieser letzteren Art, sowie bei Maschinen mit Kolbenstangen über 100 mm überhaupt, ist mit Vorteil eine Bohrstange mit innerer **Schraubenspindel** zur selbstthätigen Seitenbewegung des Werkzeuges zu verwenden.

Diese **Bohrspindeln** haben den Vorteil, dass man hinter dem Cylinder lediglich nur soviel Raum gebraucht, als zur Anbringung der Antriebvorrichtung erforderlich ist. Auch fällt bei diesen der besondere Antrieb der selbstthätigen Seitenbewegung des Stichels fort. Dagegen aber mögen dieselben ungleich schwerer für den speciellen Fall zu beschaffen sein und in der Neuanschaffung etwas kostspieliger sein, als solche mit aufgekeiltem Bohrkopf.

Bei Bajonettmaschinen mit Kolbenstangen unter 100 mm Durchmesser ist eine **Bohrstange** mit aufgekeiltem **Bohrkopf** in Anwendung zu bringen. In diesem Falle muss die Bohrstange die doppelte Länge + 500 bis 700 mm haben. Die Seitenbewegung der gesamten Bohrstange geschieht dann durch eine dahinter angebrachte **Schraubenspindel.** Da in letzterem Falle ausser der Antriebvorrichtung für die Bohrstange auch noch eine solche für die Schubvorrichtung dazu kommt, so ist der ganze Apparat etwas komplizierter. Trotzdem hat derselbe doch auch wieder manche Vorzüge, besonders in dem Falle, wo die Anschaffung der Bohrstange zum Ausbohren eines einzigen Cylinders notwendig wird.

Auf welche Weise das **Ausbohren eines Dampfcylinders** bewerkstelligt werden kann, möge durch nachfolgende, **praktisch ausgeführte Beispiele,** welche uns ein Fachgenosse in Haeders Zeitschrift Jahrg. 1894 mitteilte, näher erläutert werden.

125tes Beispiel. (Ausbohren des Dampfcylinders.)

Es ist die Aufgabe gestellt, einen **Dampfcylinder** mit Corlisssteuerung und einen dahinter liegenden **Luftkompressorcylinder** mit darauf liegender Schiebersteuerung auszubohren.

Der Dampfcylinder ist mit seinem vorderen Flansch am Bajonettrahmen angeschraubt und hat einen Durchmesser von 560 mm; die Länge der Lauffläche beträgt 1050 mm. Der Durchmesser des Kompressorcylinders ist 725 mm, die Lauflänge ebenfalls 1050 mm. Da der Kolben des letzteren an beiden Enden seiner Bahn bereits Ansätze erzeugt hat, so ist es ausserdem nötig, die Aussparungen an beiden Enden nachzubohren.

Zum Antriebe des Bohrapparates steht eine parallel zur Maschinenachse ungefähr 6 m senkrecht über dem hinteren Dampfcylinderflansch liegende Transmissionswelle zur Verfügung.

Ferner ist vorhanden: ein Schneckenrad mit 38 Zähnen und eine dazu gehörige Schnecke zum Antriebe der Bohrstange und ein kleineres Schneckenrad zum Antriebe der Schubvorrichtung.

Die Kolbenstange hat einen vorderen Durchmesser von 80 mm, und ist eine entsprechend starke, gebrauchte Stahlachse zur Anfertigung der Bohrstange vorhanden.

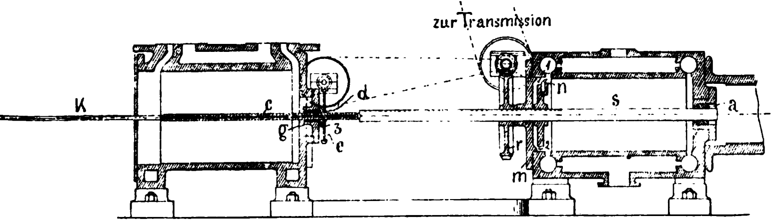


Fig. 748. Ausbohren des Dampfcylinders.

Fassen wir nunmehr das Ausbohren des Dampfcylinders *(Fig. 748)* näher ins Auge, so wäre zunächst festzustellen, mit welcher Geschwindigkeit der Apparat zu arbeiten hätte.

Als passende **Umfangsgeschwindigkeit des Werkzeuges** zum Ausbohren eines gusseisernen Cylinders nehme man 40 mm pro Sekunde, bei einer Seitwärtsbewegung desselben von 0,5 mm pro einmaliger Umdrehung.

Danach wäre also die **Tourenzahl für die Bohrstange** bei einem Durchmesser des Dampfcylinders von 560 mm $\frac{40 \times 60}{560 \times 3,14} = \frac{2400}{1758,4} = 1,36$ Umdrehungen pro Minute.

Das Schneckenrad zum Antriebe der Bohrstange hat 38 Zähne; mithin muss die Schneckenwelle $1,36 \cdot 38 = 51,68$ oder rund 52 Touren in der Minute machen.

Die zur Verfügung stehende Antriebscheibe der Schneckenwelle hat einen Durchmesser von 410 mm; die zum Antrieb zu benutzende Transmission macht 120 Touren. Demnach erhält die auf derselben anzubringende Scheibe einen Durchmesser von $\frac{52 \times 410}{120} = 178$ mm.

Die zur Seitenbewegung der Bohrstange bestimmte Schraubenspindel erhält 6 Gänge auf 1 Zoll engl.

Um einen Vorschub von 0,5 mm zu erhalten, müsste die Spindel bezw. Mutter $0,5 \cdot 6 : 25,4 = \frac{0,5 \cdot 6}{25,4} = 0,118$ Umdrehungen machen, während die Bohrspindel eine, bezw., da das Schneckenrad 52 Zähne hat, die Schneckenwelle deren 52 macht. Die Tourenzahl beider Schneckenachsen müsste also in einem Verhältnis $= 52 : 5,7$ oder $9,12 : 1$ stehen. Wird nun die Schneckenwelle der Bohrspindel zugleich als antreibende Scheibe benutzt, so ergiebt sich bei dem Durchmesser von 50 mm $50 \times 9,12 = 452$ mm Durchmesser für die getriebene Scheibe der Vorschubschneckenwelle.

Die **Zusammensetzung des ganzen Bohrapparates** ist aus *Fig. 748* ersichtlich und mögen hier nur noch einige kleinere Erläuterungen Platz finden.

An Stelle der Grundbüchse ist in den vorderen Stopfbüchsensitz eine Rotgussbüchse *a* eingesetzt, deren Bohrung so gross als möglich gehalten ist, um eine möglichst kräftige Bohrstange zu erhalten.

An das hintere Ende des Cylinders ist der gusseiserne Steg *m* angeschraubt, dessen vorspringende Rippen 1 und 2

in die Aussparung des Cylinders eingepasst sind, so dass sich derselbe genau centrisch zur Cylinderachse anschrauben lässt. Der Steg erhält dieselbe Bohrung wie die Büchse *a* und es ist klar, dass die durch beide Bohrungen hindurchgeführte Bohrstange *s* genau mit der Cylinderachse zusammenfallen muss.

Dicht vor dem Stege *m* befindet sich das Schneckenrad *r* mit 38 Zähnen zum Antriebe der Bohrstange.

An Stelle der Deckel des hinteren Einlasshahngehäuses ist auf jeder Seite ein einfaches gusseisernes Lager angeschraubt. Beide Lager tragen die **Schneckenwelle.** Die **Bohrstange** erhält in dem vorliegenden Falle eine Länge von $(2 \cdot 1050) + 600 = 2700$ mm. Dieselbe ist auf der einen Hälfte mit einer Längsnut versehen, in welche der im Schneckenrad sitzende Federkeil eingreift.

Der Bohrkopf ist auf die Bohrstange aufgekeilt und zwar derartig, dass letztere bei Beginn des Spanes die vordere Führungsbüchse voll erreicht hat.

Die Schneide des Stichels *n*, welcher aus bestem Gussstahl angefertigt ist, wird genügend weit vorgestellt, damit ein Anlaufen des Bohrkopfes an dem Boden des Cylinders vermieden wird.

Die Vorrichtung zur **Seitwärtsbewegung** der Bohrstange besteht aus der Schraubenspindel *c* mit Mutter *d*, dem Schneckenrad *e* und der Schnecke *f*.

Dieselbe ist in der aus der *Fig. 748* ersichtlichen Weise an dem Kompressorcylinder angebracht.

Nach Entfernung des Stopfbüchsensitzes ist an dessen Stelle die mit Nabe versehene Deckelscheibe *g* angeschraubt. In der Bohrung dieser Scheibe sitzt die am Schneckenrad *e* befestigte Rotgussmutter *d*, welche sich mit dem Bunde 3 gegen die Platte legt. In der Rotgussmutter befindet sich das Gewinde für die Schraubenspindel *c*.

Das vordere Ende der Schraubenspindel hat eine Körnerspitze, welche in den eingedrehten Körner der Bohrstange eindringt und so die vordere Führung und Auflage der Spindel bildet. Das hintere Ende der Spindel trägt das der Bohrlänge entsprechende Vierkant *k*, welches durch ein ebenfalls vierkantiges Loch des Steges *r* hindurchgeht und so die Schraubenspindel am Drehen hindert.

126tes Beispiel. (Ausbohren des Kompressorcylinders.)

Zum **Ausbohren des Kompressorcylinders** wurden sämtliche Teile des eben beschriebenen Apparates unter entsprechend anderer Anordnung wieder benutzt.

Unter Zugrundlegung derselben Geschwindigkeit von 40 mm pro Sekunde für das Werkzeug ergiebt sich hier für die Bohrstange bei einem Durchmesser von 725 mm eine Tourenzahl von $\frac{40 \times 60}{725 \times 3{,}14} = \frac{2400}{2276{,}5} = 1{,}05$ oder rund eine **Umdrehung in der Minute.**

Um diese zu erreichen, wurde an derselben Stelle, wo beim Dampfcylinder die Schneckenwelle angebracht war, ein **Vorgelege** mit einer Riemenscheibe von 350 mm und einer solchen von 260 mm eingeschaltet *(Fig. 749)*.

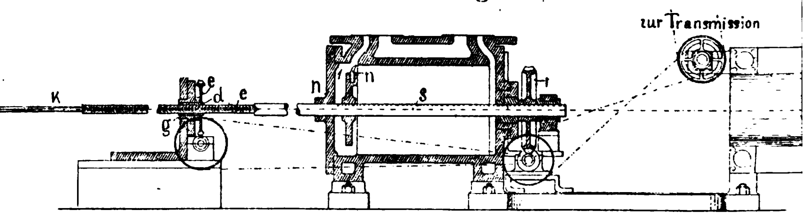


Fig. 749. Ausbohren des Kompressorcylinders.

Wie ferner aus der Figur ersichtlich, wurde die Schneckenwelle zum **Antrieb der Bohrstange** nunmehr unterhalb des Schneckenrades angebracht, zu welchem Zwecke zwei Stehlager von 50 mm Bohrung auf die Fundamentplatte zwischen beiden Cylindern festgeschraubt wurden. Um ferner das Mitschieben des Schneckenrades zu verhindern, war die Bohrstange nochmals zu lagern und zwar in der einfachen, ebenfalls aus der Figur ersichtlichen Weise.

Die **Montage der Transportvorrichtung** geschah in dem vorliegenden Falle auf einem, zu diesem Zwecke in entsprechender Entfernung hinter dem Cylinder aufgemauerten Pfeiler. Auf diesem ist zunächst die Platte, und auf dieser der gusseiserne Winkel aufgeschraubt. An diesem Winkel sitzt nunmehr die Deckelscheibe *g* und in dieser wieder die Rotgussmutter *d* mit dem Schneckenrad *e*. Wie aus der Figur weiter hervorgeht, ist auch hier die Schneckenwelle jetzt unterhalb des Schneckenrades

angebracht. — Da der Antrieb der Nachschubvorrichtung wie früher von der Schneckenwelle der Bohrstange stattfindet, so ist deren Geschwindigkeit auch jetzt derjenigen der Bohrstange entsprechend, 0,5 mm Vorwärtsbewegung bei einer einmaligen Umdrehung derselben.

Wie bereits früher gesagt, ist es bei diesem Cylinder erforderlich, auch die Aussparungen zu beiden Enden desselben nachzubohren.

Aus leicht einleuchtenden Gründen nun ist die hintere Aussparung vor dem Ausbohren des eigentlichen Cylinders zu berichtigen — Zu diesem Zwecke ist die hintere Traverse so weit herauszusetzen, dass man für den Bohrkopf genügend Raum hat und die Schneide des Stichels die äussere Kante des Cylinders erreichen kann.

Im vorliegenden Falle wurde dieses dadurch erreicht, dass an den Cylinderflansch zwei gegenüberliegende Holzsegmente aus hartem Holze angeschraubt wurden. Auf diesen Segmenten wurde sodann der Steg befestigt und mit Hülfe der Bohrstange und einer an den Bohrkopf angebrachten Spitze genau nach der bestehenden Aussparung ausgerichtet.

Nachdem die Aussparung auf diese Weise genügend weit ausgebohrt ist, werden die Centrierrippen des Steges genau auf den erhaltenen Durchmesser abgedreht, und dieser dann, ebenso wie bei dem Dampfcylinder, direkt an dem Cylinderflansch befestigt.

Das Nachbohren der vorderen Aussparung geschieht nach dem Ausbohren des Cylinders und zwar durch einfaches Nachstellen des Bohrwerkzeuges.

Anhang I.

Das Fressen des Schieberspiegels,

Rauhwerden des Kolbenlaufes, Riefigwerden der Kolbenstange und Heisslaufen der Excenter.

a) Das Fressen des Schieberspiegels.

Wir haben auf Seite 151—153 über Ursachen für das Fressen des Schieberspiegels gesprochen. Eine sehr wichtige Rolle spielt auch der **Dampfdruck**. Die Hauptfaktoren, die wir zu beachten haben, sind folgende:

1. die Grösse des **Flächendruckes** der Schieberfläche,
2. die **Beschaffenheit** des Cylinderöles,
3. die **Zuführung** des Cylinderöles.

Diese drei äusserst wichtigen Punkte sind es, die auf das Fressen des Schieberspiegels Einfluss haben.

In Nachstehendem bezeichnet:

F die **Druckfläche** des Schiebers in qcm, d. h. die Fläche, auf welche der Dampf drückt, während dabei der Expansionsschieber die Durchlasskanäle abgeschlossen hat, also der Regulator hochsteht,

f die **Tragfläche** in qcm, d. h. die wirkliche Berührungsfläche zwischen Schieber und Schieberspiegel, also die Fläche, welche den Schieberdruck aufzunehmen hat,

q den spez. **Flächendruck** in kg auf den qcm Schieberfläche,

K die Kraft in kg, welche nötig ist, um den **Schieberwiderstand** zu überwinden,

μ den **Reibungskoeffizienten.**

Versuche haben ergeben, dass man bei der Schieberbewegung nur den halben Dampfdruck einzusetzen hat; man nimmt an, dass zwischen Schieber und Schieberspiegel eine Spannung von $\frac{p}{2}$ herrscht.

Man zeichnet sich den Schieberspiegel, wie ihn *Fig. 1a* u. s. w. (Seite 354) angedeutet, auf und bestimmt danach zuerst die Druckfläche und hierauf die Tragfläche. Wie man dabei verfährt, ist ausführlich behandelt in Haeders Zeitschrift Jahrg. 1897 Nr. 7 S. 51 u. f. Wir wollen an dieser Stelle nur die **Resultate** wiedergeben, welche die Untersuchung für einen Schieber von verschiedenen Ausführungen der Maschine 350 mm Cylinderdurchmesser, 600 m Hub, $n = 95$ Touren pro Min. ergab. Es sind dabei der **geteilte** Schieber *(Fig. 752)* und der **ungeteilte** *(Fig. 753)* berücksichtigt.

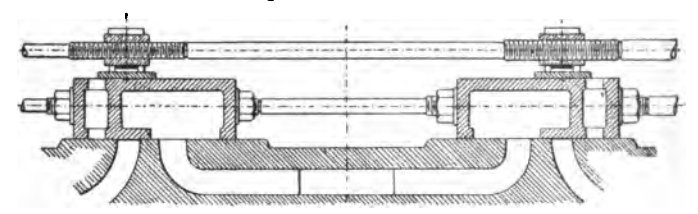


Fig. 752. Geteilter Schieber.

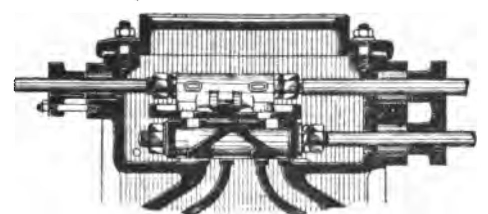


Fig. 753. Ungeteilter Schieber.

In nachstehender Zusammenstellung soll besonders die Grösse des **Flächendruckes pro qcm Tragfläche** für verschiedene Ausführungen festgestellt werden, denn das Fressen des Schieberspiegels hängt wesentlich davon ab, während die angegebenen Werte des **Schieberwiderstandes** auf das Gestänge (Heisslaufen der Excenter) Einfluss haben.

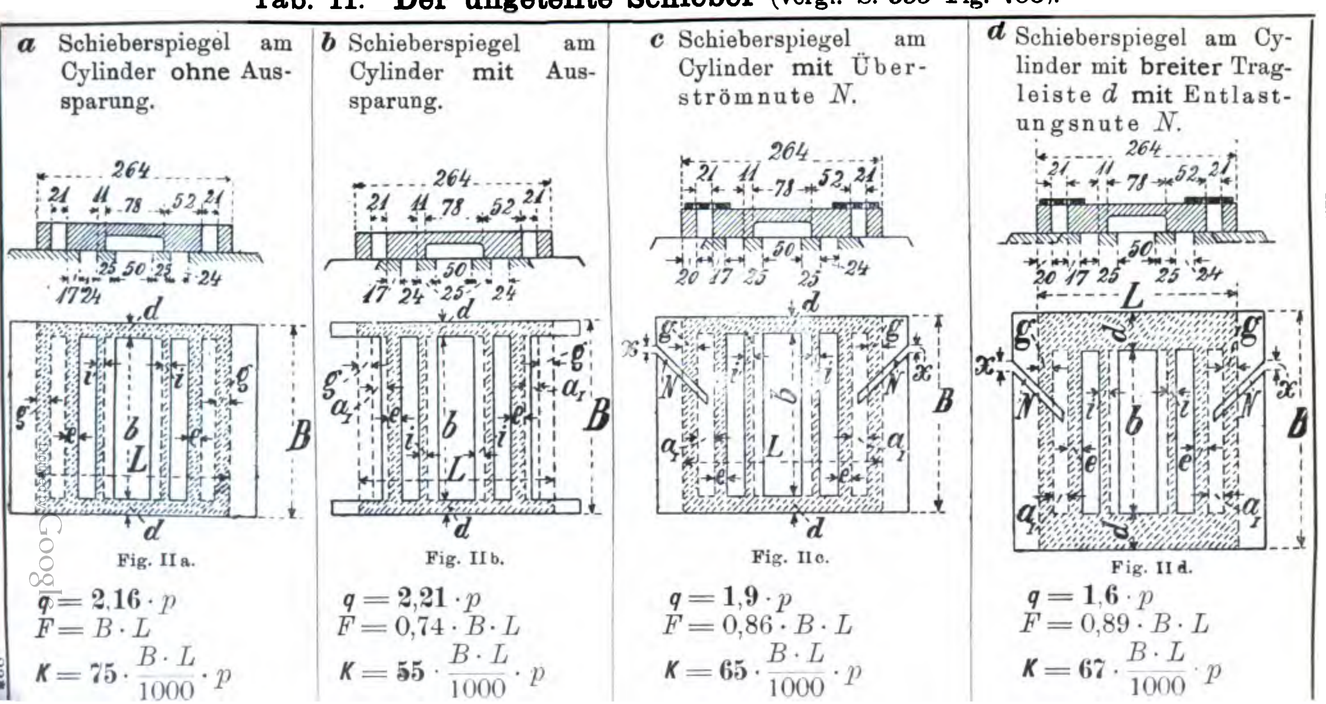
Um vergleichende Zahlen zu erhalten, wollen wir die Tragfläche auf die äusseren Dimensionen des Schiebers, also auf Länge L mal Breite B reduzieren, den geteilten Schieber denken wir uns als einen Schieber von $2\,L$ Länge.

Einfluss der Ausführung bezw. Konstruktion des Schieberspiegels auf das Fressen des Schieberspiegels und auf das Heisslaufen der Excenter.

Tab. 10. Der geteilte Schieber (vergl. S. 353 Fig. 752).

	a) Schieberspiegel am Cylinder **ohne** Aussparung.	b) Schieberspiegel am Cylinder **mit** Aussparung.	c) Schieberspiegel am Cylinder mit **teilweiser** Aussparung.
Die Tragfläche ist durch //// bezeichnet.	228, 21, 20, 17, 11, d, 26, a, g, e, i, b, h, L, B, d	228, 21, 20, 17, 11, d, 26, a, g, e, i, b, h, L, B, d	228, 21, 20, 17, 11, d, 26, m, g, x, a, e, i, b, h, L, B, d
	Fig Ia. Geteilter Schieber.	**Fig. Ib.**	**Fig. Ic.**
Flächendruck pro qcm Tragfläche	$q = 2{,}33 \cdot p$	$q = 2{,}39 \cdot p$	$q = 2{,}31 \cdot p$
Druckfläche . . .	$F = 2 \cdot B \cdot L$	$F = 0{,}85 \cdot (2 \cdot B \cdot L)$	$F = 0{,}88 \cdot (2 \cdot B \cdot L)$
Schieberwiderstand .	$K = 75 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p$	$K = 64 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p$	$K = 66 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p$

Tab. 11. Der ungeteilte Schieber (vergl. S. 353 Fig. 753).



a Schieberspiegel am Cylinder **ohne** Aussparung.	***b*** Schieberspiegel am Cylinder **mit** Aussparung.	***c*** Schieberspiegel am Cylinder **mit** Überströmnute N.	***d*** Schieberspiegel am Cylinder mit **breiter** Tragleiste d **mit** Entlastungsnute N.
Fig. II a.	Fig. II b.	Fig. II c.	Fig. II d.
$q = 2{,}16 \cdot p$	$q = 2{,}21 \cdot p$	$q = 1{,}9 \cdot p$	$q = 1{,}6 \cdot p$
$F = B \cdot L$	$F = 0{,}74 \cdot B \cdot L$	$F = 0{,}86 \cdot B \cdot L$	$F = 0{,}89 \cdot B \cdot L$
$K = 75 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$	$K = 55 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$	$K = 65 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$	$K = 67 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$

Für das Fressen des Schieberspiegels ist besonders der **Druck pro qcm Tragfläche** $= (q)$ massgebend. Je besser das **Cylinderöl** ist, desto eher dringt dasselbe in die zusammengepressten Flächen und in die Poren ein und der Flächendruck q pro qcm Tragfläche wird grösser sein dürfen.

Bei besonders gutem und dichtem Material des Schieberspiegels mag es unter Umständen gelingen, **höheren Dampfdruck** anzuwenden. Man setzt sich jedoch der Gefahr aus, dass bei geringster Unregelmässigkeit und Unachtsamkeit in der Wartung u. s. w. der **Schieber zu fressen** beginnt.

Ziehen wir die Erfahrungen, welche man bisher hierüber machte, in Betracht, so kann als Mittelwert gelten:

Tab. 12. Zulässiger Flächendruck q.

Cylinderöl	Zulässiger Flächendruck
a) minderwertig	$q =$ 8 kg pro qcm Tragfläche
b) gut	$q =$ 13 „ „ „ „

Dies berücksichtigt und die in Betracht kommenden Zahlen untereinander gesetzt, giebt ein noch besseres Bild, wie Tab. 14 zeigt.

Die mittlere

$$\textbf{Geschwindigkeit } v = \frac{4\,r \cdot n}{60}$$

der aufeinander gleitenden Flächen spielt natürlich auch eine Rolle, je grösser der Schieberspiegel ist, desto mehr wird derselbe fressen.

Für gebräuchliche Ausführung und normale Umdrehungszahlen giebt folgende Tabelle Überschlagswerte, worin n die Tourenzahl, r die Excentricität bedeutet.

Tab. 13. Schiebergeschwindigkeit v pro Sekunde.

Hub =	400	500	600	700	800	900	1000	mm
n =	120	106	95	85	77	70	65	
r =	26	33	40	48	57	64	72	mm
v =	**0,21**	**0,23**	**0,25**	**0.27**	**0,29**	**0,30**	**0,31**	m. p. Sek.

Die Tab. 13 zeigt: je grösser die Maschine, desto grösser ist die Geschwindigkeit v der gleitenden Flächen und desto weniger Dampfdruck zulässig.

Tab. 14. Zusammenstellung der Resultate. (Mittelgrosse Maschine, etwa 700 Hub.)

Konstruktion des Schiebers	Ausführung nach:	**Druck** pro qcm **Tragfläche**	**Zulässiger Dampfdruck** Cylinderöl*)		Druckfläche F	**Schieberwiderstand** (Excenterdruck) K†)
			minderwertig	gut		
geteilter Schieber	Fig. Ia	**2,3** p	$3\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	1 $B \cdot L$	**75** $\cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p$
	„ Ib	**2.4** „	$3\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	0,85 „	**64** · „ · p
	„ Ic	**2,3** „	$3\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	0,88 „	**66** · „ · p
ungeteilter Schieber	Fig. IIa	**2,1** p	$3\frac{3}{4}$	6	1 $B \cdot L$	**75** $\cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$
	„ IIb	**2,2** „	$3\frac{1}{2}$	6	0,74 „	**55** · „ · p
	„ IIc	**1,9** „	$4\frac{1}{4}$	7	0,86 „	**65** · „ · p
	„ IId	**1,6** „	5	8	0,89 „	**67** · „ · p

*) Hierüber siehe später.

†) Bei Verwendung von gutem Cylinderöl kann K 30 % geringer gesetzt werden.

Die Werte des zulässigen Dampfdruckes in Tab. 14 Spalte 4 gelten für mittelgrosse Maschinen. (700—800 mm Hub.)

Sie sind also zu erhöhen bezw. zu vermindern um:

Tab. 15. Einfluss der Schiebergeschwindigkeit.

das	1,3	1,2	1,1	1	0,9	fache d. Werte Tab. 14.
bei Hub	400	500	600	700 800	1000	mm.

Im allgemeinen sollte das Produkt Flächendruck q in qcm $\times$ Schiebergeschwindigkeit v in m pro Sek. folgende Werte nicht übersteigen:

Cylinderöl minderwertig . . $q \cdot v = 2{,}3$
„ gut . . . . . . $q \cdot v = 3{,}7$

Eine gut funktionierende Schieberentlastungskonstruktion in der Weise, dass ein kreisförmiger Teil des Grundschiebers entlastet wird, lässt auch die Anwendung hohen Dampfdruckes zu. Doch wollen wir auf diese Specialkonstruktion hier nicht weiter eingehen.

127tes Beispiel. (Zulässiger Dampfdruck).

Welcher Dampfdruck ist zulässig für Schieberausführung *Fig. IIc*, also schmale Tragleiste d mit Entlastungsnute N?

Antwort.

Tab. 17.

	Cylinderöl minderwertig	Cylinderöl gut
Nach Tab. 14 für 700—800 Hub	$p =$ $4^1/_4$ Atm.	$p =$ 7 Atm
Nach Tab. 15 für 500 Hub	$p = 1{,}2 \cdot 4^1/_4 = 5$ „	$p = 1{,}2 \cdot 7 = 8{,}4$ „

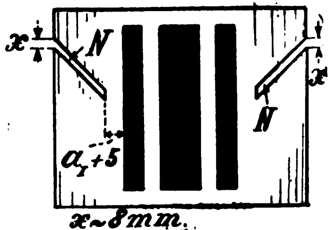


Fig. 754. Schieberspiegel zu Fig. IIc (Seite 856).

Wir sehen also aus der Tab. 14, dass die Ausführung bezw. Konstruktion des Schieberspiegels eine grosse Rolle spielt, was besonders bei Dampfdrücken **über 5 Atm.** zu beachten ist. In diesem Falle sollte man geteilten Flachschieber ganz vermeiden und nur die Schieberkonstruktion *Fig. IId* nehmen, den Schieberspiegel also ohne Aussparung, aber mit der Entlastungs n u t e *N* versehen, siehe *Fig. 754.* Dabei ist auch die seitliche Tragleiste *d* (*Fig. IId*) nach Tab. 18 breit zu machen.

Es ist natürlich vorteilhaft, wenn man bei der Konstruktion der Maschine sich auf **hohen Dampfdruck** einrichtet. Deshalb nehme man die Dimensionen für den

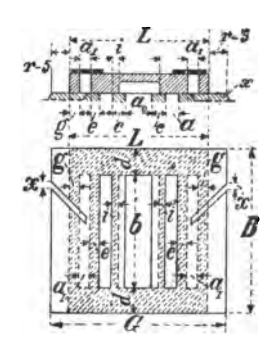


Fig. 755—756.

Schieberspiegel und den Schieber wie in Tab. 18 angegeben (die anderen Dimensionen a_0, a, c, e, a_I, sind ja durch die Steuerungsverhältnisse von selbst gegeben),

Tab. 18.
Dimensionen zur Bestimmung des Schieberspiegels.

Cylinderdurchm. $D =$	200	250	300	350	400	450	500 mm
Kanalbreite . . $b =$	110	140	170	210	250	290	330 mm
Tragleiste . . . $d =$	20	30	40	45	50	55	60 „
$g =$	16	19	22	25	28	32	34 „

ferner Länge des Schieberspiegels $G = L + 2r - 10$ mm (*L* Schieberlänge nach *Fig. 755*; *r* Excentricität).

Man wendet auch wohl **mehrere Tragleisten** an, wie in *Fig. 757* skizziert. Für Schieber mit grösserer Kanalbreite ist diese Konstruktion eine vorteilhafte Ausführung.

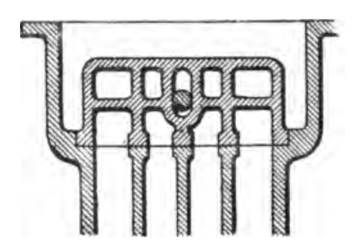


Fig. 757. Kanal mit Längsrippen.

Man könnte anordnen bei:

Kanalbreite b =	200–300	300–400	400–500 mm
Anzahl d. Zwischenleisten	1	2	3

Wenn wir auch das Prinzip der **Dampfschmierung** annehmen, also den Dampf vor Eintritt in die Maschine schmieren, so ist es doch für jeden Fall zweckentsprechend, eine Vorrichtung zu haben, um die Schieberfläche besonders ölen zu können und zwar durch Anordnung eines Schmiergefässes auf dem Schieberkasten nach *Fig. 758*. Dann wäre noch zu beachten, dass das Öl auch auf die Flächen verteilt wird und zwar durch die Anordnung von Nuten. Es ergeben sich dann zwei Ausführungsformen, die in folgendem dargestellt sind.

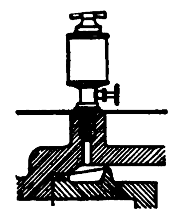


Fig. 758.

Ausführung nach *Fig. 759–762*.

Wir gehen davon aus, dass durch A Cylinderöl mittelst Schmiergefäss oder Schmierpumpe in den Schieberkasten geleitet wird, welches durch den an den Grundschieber angegossenen Behälter z*) aufgefangen und vermittelst Vertiefungen l (halbkreisförmig, 10—13 mm Durchmesser) nach den Schmiernuten n gelangt. Die Überströmung für die Entlastung bilden hier die etwas vergrösserten Schmiernuten an den Stellen $x\,x$.

*) Statt des angegossenen Behälters dürfte auch eine Abschrägung genügen.

Ausführung nach *Fig. 763* (bei Schiffsmaschinen gebräuchlich).

In diesem Falle werden eine Anzahl Nuten 6—8 mm eingefräst. Der Dampf kann die grossen Flächen unter-

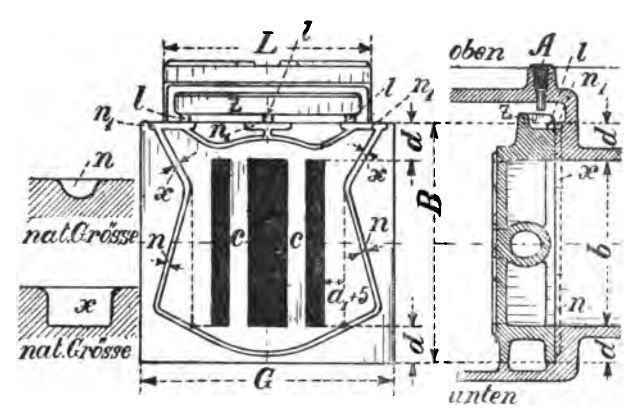


Fig. 759—760. **Fig. 761. Grundriss.** **Fig. 762. Querschnitt.**

spülen. Die Nuten bilden zugleich den schon erwähnten Überströmkanal zur Entlastung der Schieber.

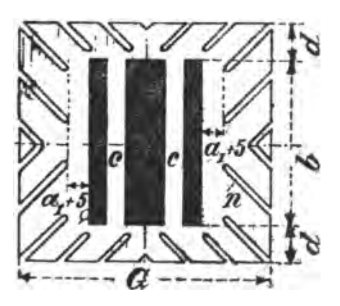


Fig. 763. Schieberspiegel. (Richtige Ausführung.)

Sowohl beim Auftuschieren des Schiebers in der Werkstatt als auch beim Nachhelfen an Ort und Stelle dürfte der **aufgeschraubte Schieberkasten** gegenüber dem angegossenen besonders vorteilhaft sein.

128tes Beispiel. (Kein Öl im Schieberkasten.)*)

In einer neu eingerichteten Dampfziegelei ist eine Dampfmaschine von 380 Cylinderdurchmesser, 760 Hub, $n = 85$ pro Minute aufgestellt. Die Maschine wurde in Betrieb gesetzt und ging 3 Wochen tadellos. Da plötzlich ein Telegramm und mit welchem Inhalt? „*Maschine ausser Betrieb*, Schieberstange gerissen, sofort Monteur senden.“

Der Monteur wurde abgeschickt, aber als er ankam, wie sah die Maschine aus? Schieberstange *verbogen*, Führungsbock *abgerissen* und der ganze Schieberspiegel zerfressen.

Nun wurden Untersuchungen abgehalten, woher das kam, was sich schliesslich auch herausstellte.

Fig. 764.

Die Sache trug sich folgendermassen zu:

Der Arretierungshebel am Schneckenrad der *Ölpumpe* war lose geworden, er versagte deshalb seinen Dienst, und die Folge war, dass kein Öl in den Schieberkasten gelangte; natürlich wurde der Schieber heiss und fing an zu fressen und zu pfeifen. Der Maschinist hörte wohl das Geräusch, hielt es jedoch nicht für nötig, einmal nachzusehen. Nun geschah das unvermeidliche.

Der Schieber hatte so sehr gefressen, dass er sich überhaupt nicht mehr bewegen konnte, die Maschine arbeitete jedoch weiter und riss den Schieberstangenführungsbock ab, die Excenterstange schlug um und verbog sich vollständig, wie obenstehende Skizze zeigt.

---

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

Die Zuführung des Cylinderöles.

Man unterscheidet im allgemeinen zwei Methoden der Ölzuführung.

1. **Man führt das Öl zu den gleitenden Flächen.**

2. **Man schmiert den Dampf.**

Diese letztere Methode hat sich am besten bewährt, sofern die Anordnung keine unrichtige ist.

Die Zuführung des Öles in den Dampfraum muss an einer Stelle geschehen, in welcher **starke Dampfströmung** herrscht.

Soll und muss nun die Zuführung des Cylinderöles in der **Nähe der reibenden Flächen** (also dicht an der Maschine) erfolgen oder **möglichst weit** davon entfernt sein?

Ist es ferner gestattet, den Dampf an einer Stelle der **Hauptdampfleitung zu schmieren** und dann diesen geschmierten Dampf durch verschiedene **Abzweigungen** nach verschiedenen Maschinen zu leiten, wie in *Fig. 765* schematisch dargestellt?

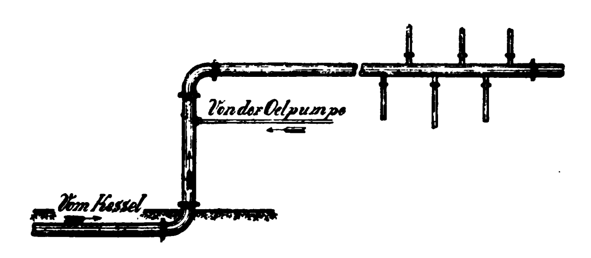


Fig. 765. Centralschmierung.

Zur Beantwortung dieser Frage will ich die Einrichtung einer

Centralschmierung

erwähnen, welche ich kürzlich zu sehen Gelegenheit hatte.

129tes Beispiel. (Centralschmierung.)

Es handelt sich um das Schmieren der in *Fig. 766* angegebenen Dampfmaschinen Nr. 1—14 und I u. II.

Der **Schmierapparat A** schmiert den Dampf für die Dampfcylinder Nr. 1—14.

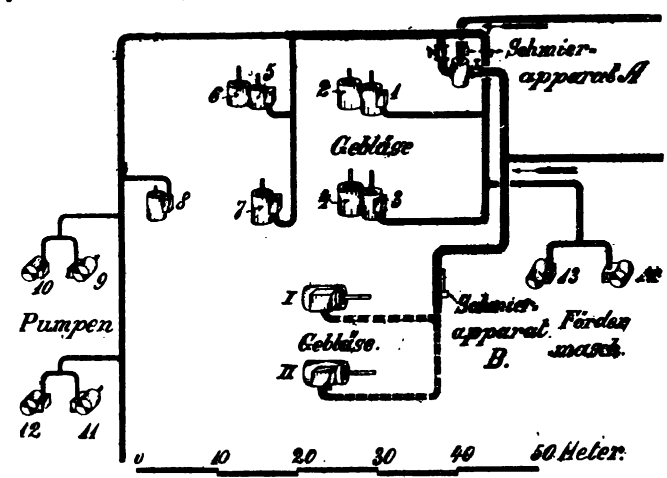


Fig. 766. Disposition der Centralschmierung.

Der **Schmierapparat B** schmiert den Dampf für die Dampfcylinder I u. II.

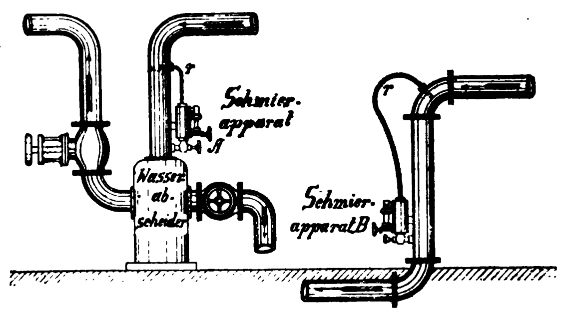


Fig. 767. Anordnung von Apparat A, von Apparat B. Fig. 768.

Die Einrichtung ist ausgeführt von der Vacuum-Oil-Company und funktioniert tadellos.

Die Anordnung der Schmierapparate selbst zeigt ***Fig. 767 und 768.*** Diese Art des Schmierens ergiebt überraschende Resultate.

Die Maschinen Nr. 3—4 und 8 sind meist ausser Betrieb, so dass **Apparat A** für gewöhnlich **11 Dampfcylinder** mit Öl versorgt.

Monatelange Beobachtungen ergaben nun folgendes:
Durchschnittliche Leistung der 11 Cylinder 825 Pferdestärken.
Durchschnittlicher Dampfverbrauch (10 Stunden) 105 000 kg.
„ „ (10 „) 40 000 cbm.

Es wurden verbraucht in 10 Stunden 0,5 kg Cylinderöl (3 Tropfen pro Minute), also für 0.50 Mk., demnach
pro **Arbeitstag** (10 Stunden).

Cylinderöl-verbrauch pro Arbeitstag	für **11 Dampfcylinder**	. . .	**50** Pf.
	„ **1** „	$\frac{50}{11} \sim$	**5** „
	„ **100 Pferdestärken**	$\frac{50 \cdot 100}{825} =$	**6** „

Ölverbrauch bezogen auf Dampfmenge und Dampfgewicht.

$$\text{für } \mathbf{1000\ kg\ Dampf}\ \frac{50 \cdot 1000}{105\,000} = \mathbf{0{,}5}\ \text{Pf.}$$

$$„\ \mathbf{1000\ cbm}\ „\ \frac{50 \cdot 1000}{40\,000} = \mathbf{1{,}2}\ „$$

Der Cylinderölverbrauch stellt sich also für die 825 Pferdestärken pro Tag (10 Stunden) auf 50 Pf.!

Dabei werden 11 Dampfcylinder von durchschnittlich 650 mm Durchmesser geschmiert und die Dampfcylinder sind von der Schmierstelle **bis 70 m entfernt.**

Nur den Pumpen 9—11 musste ab und zu etwas Öl direkt gegeben werden, ebenso den Kolbenstangen der Gebläsemaschine I—II, letztere wird von Apparat *B* aus geschmiert.

Wenn nun auch an diesem **glänzenden Resultate** in erster Linie die ausgezeichnete Qualität des Cylinderöles Marke Vakuumöl 600 W schuld sein mag, so zeigt uns doch dieser Fall, dass das Cylinderöl sich mit dem Dampf vielleicht **je besser mischt,** einen je **weiteren Weg** der Dampf zu machen hat, dieses hat aber auch seine Grenzen, in der weiteren **Verlängerung** der Rohrleitung (100 m) konnte man von Öl nichts mehr verspüren.

Die Beschaffenheit der geschmierten Flächen der erwähnten Maschinen ist eine **sehr gute,** die Kolbenstangen **spiegelblank**, letztere **ohne besonders** geölt zu werden; sie **fühlen sich fettig an**, ein Zeichen, dass das Öl in die kleinsten Poren des Materials eindringt.

Zweifellos sind die Maschinen jetzt besser in Stand als früher, wo jede Maschine eine eigene mechanische Schmierpumpe hatte und ein minderwertiges Öl verwendet wurde.

Hierzu kommt eine Ölersparnis. Man gebrauchte früher 4 mal so viel Öl, welches fast das doppelte des jetzigen kostete.

Leider zeigt sich bei dieser Methode ein Übelstand. Bekanntlich dringt das Öl viel leichter durch Undichtigkeiten und durch **Verpackungen** als der Dampf. Aus diesem Grunde zwängt sich etwas Öl durch die Flanschverpackung und tropft von Zeit zu Zeit als schwarze Flüssigkeit ab. Man müsste also Tropfschalen anwenden; dass die Verpackung selbst Schaden leidet ist kaum anzunehmen.

Hat sich eine Schieberfläche spiegelblank **eingelaufen,** so tritt ein Fressen nicht so leicht ein, der Schieber heult ganz fürchterlich, wenn die Schmierung eine ungenügende ist.

Das Fressen des Cylinderlaufes.

Aus den vorhergehenden Betrachtungen geht hervor, dass die **Zuführung des Cylinderöles** grossen Einfluss auf die gute Wirkung der Schmierung hat. Durch unrichtige Ölzuführung wird die Maschine, selbst bei Verwendung besten Cylinderöles, ruiniert.

130tes Beispiel. (Falsche Schmierung.)

Ein Maschinenfabrikant klagt mir die Not, dass alle von ihm in der letzten Zeit gelieferten Ventildampfmaschinen im **Kolbenlauf fressen.** Er hat schon verschiedene neue Kolben geliefert, alles ohne Erfolg. Ich besichtige die vier Maschinen (400—600 mm Cylinderdurchmesser), bei allen konnte man rauhe, gefressene Cylinderläufe beobachten; zu dem trat aus den Stopfbüchsen der Kolbenstange und dem Auspuffrohr die bekannte schwarze Brühe (das Gemisch von Öl und Eisen). Die Vermutung des Fabrikanten, vielleicht sei das zum Cylinder verwandte Material ungeeignet, konnte ich nicht teilen, obwohl ein dichter Guss sich am besten hält.

Die Untersuchung der **Ölzufuhr** ergab folgendes:

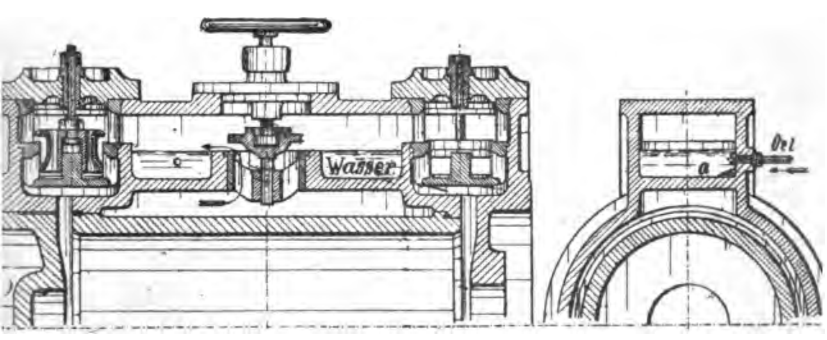


Fig. 769. Unrichtige Ölzufuhr. Fig. 770.

Nach dem Herausnehmen des Ventiles fand sich zwischen den Einlassventilen angesammeltes Wasser vor, und neben

dem Öleintrittsrohr in *Fig. 770* bei *a* hatten sich Klumpen Öl angesammelt.

Das **Cylinderöl** gelangte also mit dem Dampfstrom gar nicht in Berührung. Es wurde in das angesammelte Wasser gedrückt. Von Zeit zu Zeit wird dann wohl etwas Öl nach dem Cylinder gekommen sein, das jedoch zur gleichmässigen Schmierung des Kolbenweges nicht ausreicht und das Fressen trat ein.

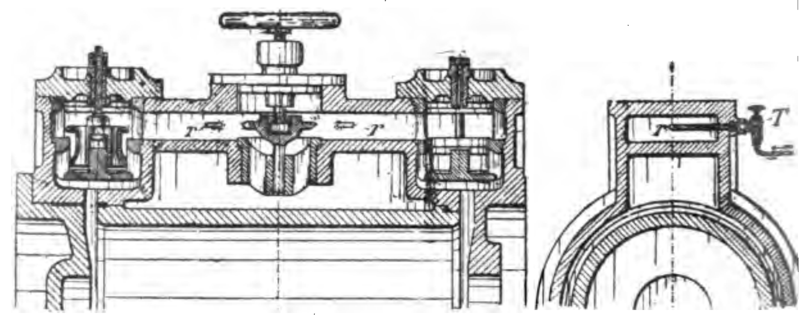


Fig. 771. Bessere Ölzufuhr. Fig. 772.

Abgesehen davon, dass man die **Wassersäcke** überhaupt vermeiden sollte, wie in *Fig. 771* gezeichnet, sollte die Zuführung des Cylinderöles bei dieser Ventilanordnung an zwei Seiten geschehen, jede Seite einen besonderen Tropföler, anschliessend an das Schmierrohr *r*, wie *Fig. 772* zeigt.

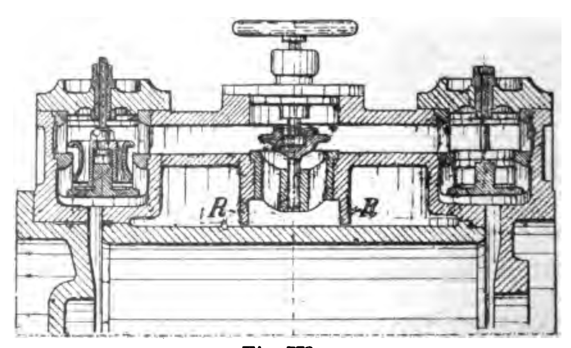


Fig. 773.

Eine **gute Mischung** des Öles mit dem Dampf dürfte auch die Ausführung nach *Fig. 773–774* ergeben.

Man führt das Öl in das **Eintrittsrohr** oder den Cylinder. Letzterer muss jedoch zur Erzielung einer genügenden Dampfgeschwindigkeit die Rippen *R R* besitzen, welche aber mit dem Einsatzcylinder nicht abgedichtet zu sein brauchen. Sie können 1–2 mm Luft haben.

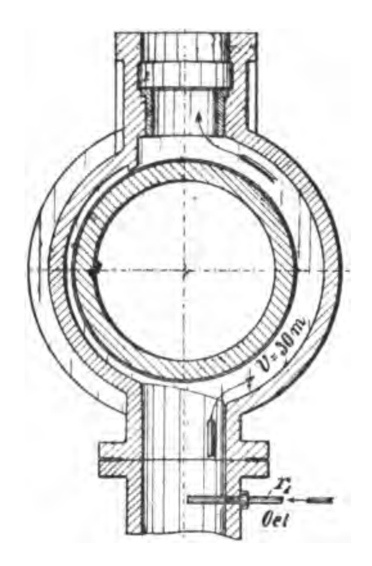


Fig. 774.

Die Erscheinung, dass bei Schiebermaschinen, bei welchen der **Schieberspiegel** stark frisst, auch der **Cylinderlauf** eine rauhe Beschaffenheit zeigt, berechtigt zu der Annahme, dass das mit Eisen vermischte Öl vom Schieberspiegel in den Cylinderlauf gelangt und dann dort die Zerstörung anrichtet.

Das Riefigwerden der Kolbenstangen

ist ebenfalls eine Folge mangelhafter Beschaffenheit des Cylinderöles und unrichtiger Schmierung des Dampfes (vergl. Seite 98).

Das Cylinderöl.

Über die **Eigenschaften des Cylinderöles** haben wir schon auf Seite 147 gesprochen.

Wie jeder andere Artikel, kann man auch hiervon sagen: „Das beste ist gerade gut genug“ und „das teuerste ist immer das beste“.

Die Erfahrungen haben gezeigt, dass man bei Verwendung von besserem, teuerem Öl zum mindesten nicht mehr Geld ausgiebt, als bei Verwendung minderwertiger Öle. Sie haben ferner gezeigt, **hoher Flächendruck** bedingt sehr gutes Schmieröl, d. h. bei Schiebermaschinen soll man das beste Öl verwenden. Hiernach dürfte es unrichtig sein, auf den Preis per Kilogramm zu achten.

Das richtigste Resultat würde der Preis pro Pferdekraft und Stunde, pro 100 kg Dampf u. s. w. ergeben.

Dies bedingt **Sachkenntnis** des Ölverkäufers. Diese Sachkenntnis besitzt der letztere leider in vielen Fällen nicht, und dies ist der Grund, weshalb man in dem Ölreisenden im allgemeinen einen nicht gern gesehenen Besucher erblickt.

Eigne er sich die erwähnten Kenntnisse an, werde auch er ein nützliches Glied für die Bestrebung der Industrie, so werden auch die bekannten Schilder:

Öl- und Gummireisende wollen ihre Offerten schriftlich abgeben.

bald verschwinden, denn das Öl soll keine Marktware, sondern ein Vertrauensartikel sein. Um nun betreffs des

Verbrauches an Cylinderöl

dem Laien Anhaltspunkte zu geben, habe ich Überschlagswerte in nachstehender Tabelle zusammengestellt. Dieselben können natürlich auf Genauigkeit keinen Anspruch machen, da zu viel Umstände mitsprechen, sie soll aber anregen, dem Schmieren der Maschine mehr Aufmerksamkeit zuzuwenden.

Tab. 21. Cylinderölverbrauch (Annäherungswerte) der Dampfmaschinen pro Tag (10 Arbeitsstunden) in Pfennigen.

Leistung PS.	40	60	80	100	130	170	220	300	400	600	1000
Schiebermaschinen	15	25	30	35	40	45	50	60	65	80	100 Pfg.
Ventilmaschinen	—	—	25	30	35	40	45	50	55	60	80 Pfg.

Bei **neuen Maschinen** nimmt man in der ersten Betriebswoche 50% mehr, nach und nach weniger, bis nach viermonatlichem Betriebe der Wert der obigen Tabelle erreicht wird.

Zeigen sich **Übelstände**, z. B. Riefigwerden der Kolbenstangen und Schieberstangen, Brummen der Schieber etc., so prüfe man:

das **Cylinderöl**, die **Ölzuführung.**

Die in Tab. 21 angegebenen Werte können unter besonders günstigen Verhältnissen noch geringer ausfallen, wie das Beispiel auf Seite 365 zeigt.

Das Heisslaufen der Excenter.

Der Druck im Steuergestänge (Schieberwiderstand) hat besonders Einfluss auf das Heisslaufen der Excenter. Die Bestimmung des Excenterdruckes geschieht nach Tab. 14 Spalte 4.

131tes Beispiel. (Druck im Steuergestänge.)

Der Schieber der Maschine 700 Hub hat eine Fläche von 31 × 31 also $BL = 960$ qcm, demnach Druck im Steuergestänge (Schieberwiderstand) bei 6 Atm. Dampfdruck (und Ausführung *Fig. IIc*) nach Tab. 14 Seite 357

$$K = 65 \cdot \frac{960}{1000} \cdot 6 \sim 374 \text{ kg.}$$

Zur leichteren Bestimmung des Schieberwiderstandes (Excenterdruck) diene Tab. 22.

Tab. 22. Überschlagswerte der Schieberdimensionen B und L für gebräuchliche Ausführung.

Hub	400	500	600	700	800	900	1000 mm
$B = L =$	19	23	27	31	35	40	44 cm
$\frac{B \cdot L}{1000}$ ca.	0,34	0,53	0,73	0,96	1,2	1,6	1,9

132tes Beispiel. (Druck im Excenter.)

Wie gross ist der Druck im Steuergestänge bei der Maschine 800 Hub und 7 Atm.?

Nach *Fig. IIa* Seite 355 wird $K = 75 \cdot 1{,}2 \cdot 7 = 630$ kg,
Ausführung „ *IIc* „ 355 „ $K = 65 \cdot 1{,}2 \cdot 7 = 540$ „ .

Das Heisslaufen der Excenter hängt wesentlich von der Grösse des **Flächendruckes** im Excenter und der **Umfangsgeschwindigkeit** im Excenterring ab.

Bezeichnen wir mit:

K den Schieberwiderstand, d. h. die zur Bewegung des Schiebers erforderliche Kraft in kg,

e den Durchmesser des Excenterringes in cm,

$0{,}8\,b$ die wirklich tragende Breite des Excenters in cm,

$q = \frac{K}{e \cdot 0,8\,b}$ den Flächendruck pro qcm in kg,

v die Umfangsgeschwindigkeit im Excenterring in m pro Sek., so soll das Produkt $q \cdot v$ folgende Werte **nicht übersteigen**:

Gusseisen auf Gusseisen 2,5,
" " Weissguss 3,5.

Für gebräuchliche Ausführung der Eincylindermaschinen (6—7 Atm. Druck) kann man die Excenterbreiten b nach Tab. 23 wählen. Excenter mit Weissgusseinlage können schmäler werden.

Selbstverständlich spielt auch hier die Beschaffenheit des zum Schmieren benützten **Maschinenöles** eine grosse Rolle.

Tab. 23. Überschlagswerte für Excenter.
(Gusseisen auf Gusseisen.)

Maschine	Hub	**300**	**400**	**500**	**600**	**700**	**800** mm
	n	150	120	10 6	95	85	77 pro Minute
Excenter	Durchmesser e ca.	175	220	270	320	360	400 mm
	Breite b "	**65**	**70**	**75**	**85**	**95**	**105** "
	q "	0,8	1,3	1,4	1,5	1,6	1,6 kg pro qcm
	v "	1,4	1,4	1,5	1,6	1,6	1,6 m pro Sek.
	$q \cdot v$ "	**1,1**	**1,8**	**2,1**	**2,4**	**2,5**	**2,5**

Für höhere Dampfdrücke empfiehlt es sich, die Excenter im Verhältnis breiter zu machen oder Weissgussfutter anzuordnen.

Auffallend ist die grosse Verschiedenheit der zulässigen Produkte $q \cdot v$ für die einzelnen Maschinenteile.

Tab. 24. Werte $q \cdot v$ (Flächendruck pro qcm $\times$ Geschwindigkeit in m pro Sek.).

	Schieber	**Excenter**	**Hauptlager**	**Kurbelzapfen**
$q \cdot v =$	2,3—3,7	2—2,5	25—32	45—65

Wenn man auch berücksichtigt, dass bei dem Schieber der Druck während seiner ganzen Bewegung gleich gross ist, dagegen beim Hauptlager und Kurbelzapfen in jeder Kurbelstellung eine **andere Grösse** annimmt, berücksichtigt man ferner noch, dass die Geschwindigkeit v im Hauptlager und Kurbelzapfen konstant, dagegen bei dem Excenter und dem Schieber veränderlich ist, so giebt es doch keine genügende Erklärung für die grosse Neigung der **Excenter zum Heisslaufen.** Hier spielt entschieden die mehr oder weniger gute Bearbeitung eine Rolle, mit einer grossen Breite des Excenters allein ist die Frage nicht zu lösen.

Über die Ausführung des Excenters s. Seite 205 u. 206.

Anhang II.

Krummwerden der Kolbenstange.

Über die Ursachen, welche das Krummwerden der Kolbenstange verursachen, sind die Gelehrten noch nicht einig. In Haeders Zeitschrift Nr. 5 Jahrgang 1897 spricht ein Fachgenosse die Ansicht aus, dass entweder eine falsche Lagerung der Kolbenstange als Ursache anzusehen sei, oder dass das Krummwerden derselben eine Folge der Spannungen ist, welche durch das kalte Richten der Stange auf der Drehbank hervorgerufen werden. Man nimmt dabei an, die **Kolbenstange verzieht sich,** sobald dieselbe erwärmt wird.

Wir halten diese Ausführung für nicht stichhaltig und wollen versuchen, die wirklichen Ursachen zu ergründen. Bei dem Beispiel auf Seite 25—28 haben wir gesehen, wie das Material des Kreuzkopfes mit dem der Treibstange ineinander geschweisst war und dabei eine Erwärmung an dem Kreuzkopfe selbst kaum festgestellt werden konnte

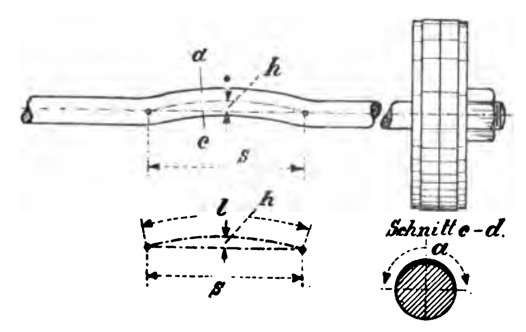


Fig. 775—777. Gebogene Kolbenstange.

Denken wir uns durch irgend einen Umstand (sei es durch Mangel an Schmieröl, schlechter Beschaffenheit desselben, unrichtiger Montage) die Kolbenstange an irgend **einer** Seite des Umfanges (in *Fig. 777*

mit *a* bezeichnet) fressend, so findet an dieser Seite eine Erwärmung der äussersten Fasern der Stange statt. Diese Erwärmung veranlasst eine Ausdehnung, welche unter allen Umständen stattfindet. Die weitere Folge ist ein Durchbiegen bezw. Krummwerden der Stange, wie in *Fig. 775* angedeutet. Wir wollen nun untersuchen, wieviel Erwärmung nötig ist, um ein Krummwerden der Kolbenstange zu erwarten.

Nehmen wir an, die Kolbenstange erhitze sich an den Stellen, wo ein Fressen stattfindet, von 100 auf 400⁰, also eine Temperaturerhöhung von 300⁰ Cels., so ergiebt sich für ein Stück der Stange von 700 mm Länge und einem Ausdehnungskoeffizienten

$$\text{von} \sim \frac{1}{800} \text{ (pro } 100^0 \text{ Cels, und 1 m Länge)}$$

$$\frac{1}{800}\left(\frac{400-100}{100}\right)\cdot\frac{700}{1000} = \sim 2{,}6 \text{ mm},$$

wie auch Tab. 26 zeigt.

Zur Bestimmung einer ganz rohen Durchschnittszahl der Grösse der Durchbiegung bezw. der Bogenhöhe der durchgebogenen Kolbenstange wollen wir unserem Beispiele die Kaisersche Formel zu Grunde legen, wonach

$$\frac{l}{2} = \sqrt{\frac{s^2}{4} + \frac{4}{3}h^2}$$

wenn s die Sehnenlänge, l die Bogenlänge und h die Bogenhöhe bedeutet.

Daraus bestimmt sich (nach *Fig. 776* Seite 375):

$$h = 0{,}43 \cdot \sqrt{(l^2 - s^2)}.$$

Gegeben sind uns $s = 700$ mm, $l = 700 +$ Ausdehnung $= 700 + 2{,}6 = 702{,}6$ mm,

$$\text{also } h = 0{,}43\sqrt{702{,}6^2 - 700^2} = \sim 26 \text{ mm}.$$

Die Stange will sich also bei einer einseitigen Temperaturerhöhung von 300⁰ Cels. 26 mm durchbiegen.

Tab. 26.

Einfluss der einseitigen Temperaturerhöhung eines Stückes der Kolbenstange von 700 mm Länge.

Temperaturerhöhung	10⁰	50⁰	100⁰	200⁰	300⁰	400⁰	500⁰ Cels.
Ausdehnung . . .	0,09	0,45	0,9	1,8	2,6	3,5	4,4 mm
Durchbiegung *h* . .	4,8	11	15	22	26	30	34 „

Diese starken Durchbiegungen können natürlich nicht eintreten, denn die **Stopfbüchsen fangen vorher an zu brennen,** die Kolbenstange klemmt sich fest, es bricht irgend etwas oder die Maschine bleibt stehen.

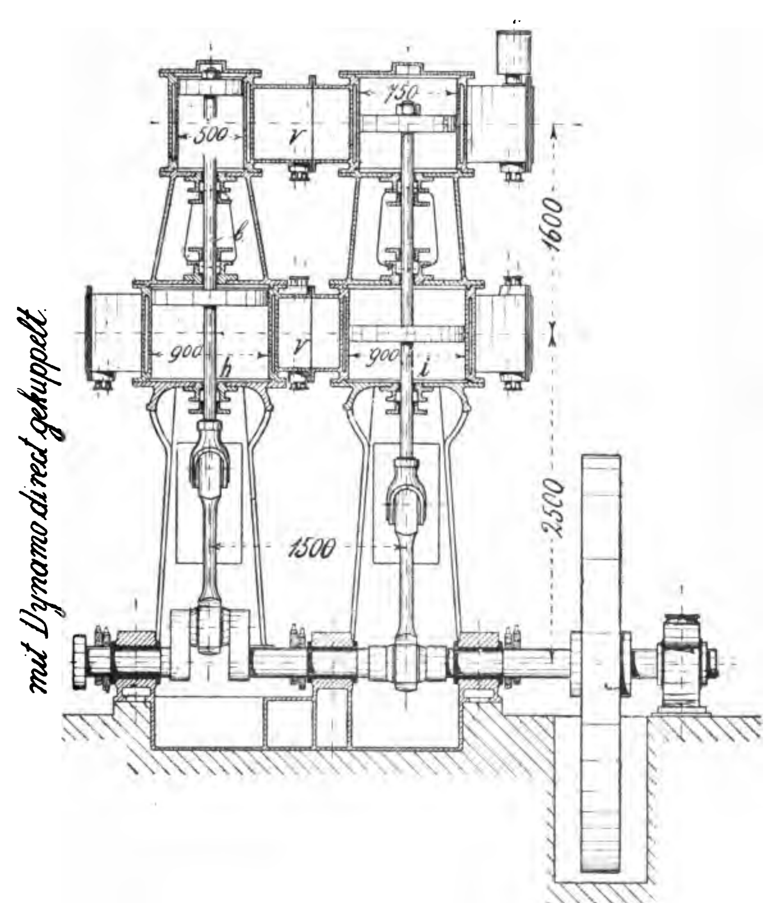


Fig. 778. **Dreifach-Expansionsmaschine. Massstab 1:40.**

133tes Beispiel. (Verbogene Kolbenstange.)

Die in *Fig. 778* dargestellte stehende Dreifach-Expansionsmaschine war einige Zeit im Betrieb, während dessen sich sehr viele Mängel ergaben, welche wir jedoch

nicht weiter erörtern wollen. Eines schönen Tages blieb die Maschine von selbst stehen. Die Untersuchung ergab, dass die Kolbenstange der Rechtsmaschine gefressen und sich vollständig festgeklemmt hatte, die Maschine liess sich nicht mehr drehen. Man war genötigt, die Kolbenstange auszubauen; dies war eine schwierige und zeitraubende Arbeit.

Zuerst musste der Mitteldruckcylinder (rechts oben) sowie das Verbindungsstück von Mittel- und Niederdruckcylinder abgenommen werden, um die für beide Cylinder aus einem Stück bestehende Kolbenstange nach oben herausziehen zu können. Die Arbeit nahm **eine ganze Woche** in Anspruch.

An der herausgenommenen Kolbenstange zeigte sich nun eine **Verbiegung von 4 mm** *(Fig. 779)*. Man konnte

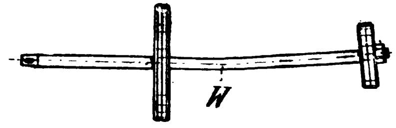


Fig. 779. Gebogene Kolbenstange.

auch erkennen, wie auf der erhöhten Seite der Durchbiegung, in *Fig. 779* bei *W*, die Stange **gefressen** hatte.

Um nun die **Ursache des Krummwerdens** der Kolbenstange festzustellen, wurde die Maschine in kaltem Zustande genau abgeschnürt und ergaben sich hierbei keine Unregelmässigkeiten.

Man hatte aber bei der Konstruktion der Maschine vergessen, die **Ausdehnung** der Dampfcylinder während des Betriebes zu berücksichtigen. Es traten Biegungen ein (diese konnten aber nicht das Krummwerden der Kolbenstange veranlassen), durch welche die Kolbenstange einseitig an die Stopfbüchse gepresst wurde. Hierdurch entstand lokale **Erhitzung,** als weitere Folge Durchbiegung der Kolbenstange. Die Erwärmung bezw. das **Fressen** wird immer toller, schliesslich waren Dampfdruck und Schwungrad nicht mehr imstande, die Widerstände zu überwinden, die Maschine blieb trotz geöffnetem Absperrventil von selbst stehen.

134tes Beispiel. (Verbogene Kolbenstange.)

Eine Maschinenfabrik, welche bisher Dampfmaschinen mittlerer Grösse baute, lieferte ihre erste **grosse Ventilmaschine** (Dreifachexpansion) von 1200 indizierten Pferdestärken.

Hochdruckcylinder . .	=	*540 mm Durchm.*
Mitteldruckcylinder . .	=	*850 „ „*
Niederdruckcylinder .	=	*1350 „ „*
Hub	=	*1400 „*
Seilscheibendurchmesser	=	*7000 „ (24 Seile)*
Umdrehungen pro Min.	=	*65*

Die Maschine arbeitet vorläufig unter **6 Atm. Druck,** soll aber in kurzer Zeit unter 12 Atm. arbeiten.

Die Hoch- und Mitteldruckcylinder liegen hintereinander und sitzen die Kolben auf einer Kolbenstange aus einem Stück.

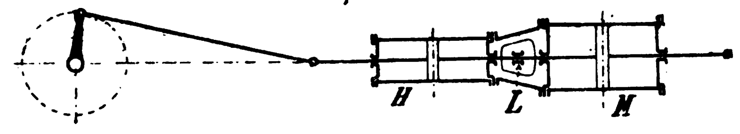


Fig. 780. Rechte Maschinenseite.

Die Kolbenstange war bei Inbetriebsetzung der Maschine in dem Verbindungsstück der beiden Cylinder gelagert.

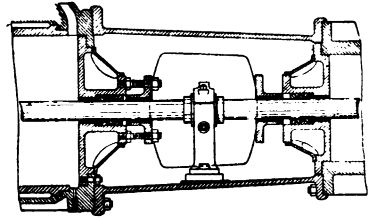


Fig. 781. Lagerung der Kolbenstange zwischen den beiden Cylindern.

Nach ungefähr achttägigem Betrieb zeigte sich aber schon, dass die Lagerung der Kolbenstangen nicht am richtigen Platze war, und ist dies ein Fehlgriff des Konstrukteurs, was sich jetzt durch **Krummwerden der Kolbenstange zeigte.**

Der Betrieb musste unterbrochen werden, der Lagerbock entfernt, die Kolbenstange wurde durchgekreuzt und der **Betrieb mit dem Hochdruckcylinder** wieder so lange aufgenommen, bis eine neue Kolbenstange fertig war, diese wurde eingebaut, das Lager in dem Verbindungsstück kam nicht mehr zur Verwendung und läuft diese Seite der Maschine seit jener Zeit bis auf den etwas vielen Stopfbüchsenverpackungsverbrauch so ziemlich.

Nun aber die **Niederdruckseite;** siehe, die arbeitet ganz gut, vorzügliches Vakuum (70) vor dem Kolben, aber auch hier

die unglückliche Kolbenstange, wenn die nicht wäre. Eines schönen Tages, wo niemand böses ahnt, fängt auch diese an **krumm zu werden**.

Der Maschinenmeister findet plötzlich, dass die Stange nach oben **stark reibt,** er weiss mit Sicherheit, dass alles vor kurzem in Ordnung war, die Stange erhitzt immer mehr und mehr, so dass die Maschine nicht länger ohne Gefahr laufen durfte, der Betrieb musste wieder unterbrochen werden, um die Kolbenstange abzukuppeln, die andere Seite der Maschine nahm den Betrieb allein auf.

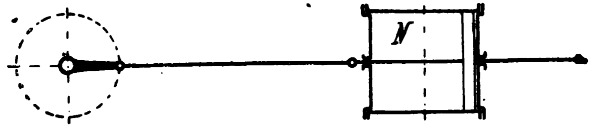


Fig. 782. Niederdruckseite.

Bei näherer Betrachtung zeigte sich nun, dass die Kolbenstange, deren Durchmesser 170 mm ist, um 8 mm auf der Kurbelseite nach oben sich **verbogen hatte.** Die Stange ging zur Fabrik, wurde gerichtet und nachgedreht; aber seit dieser Zeit

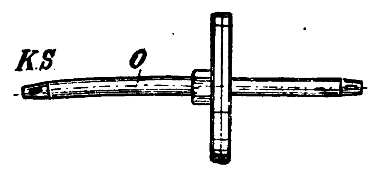


Fig. 783. Gebogene Kolbenstange.

ist der Betrieb ein so unsicherer geworden, dass der Maschinenmeister stets in **Angst und Schmieren** lebt. Es ist wiederholt vorgekommen, dass die Stopfbüchsenpackung während des Tages plötzlich erneuert werden musste, denn die **Stopfbüchse fing an zu brennen** und zwar war die Reibung immer unten auf derselben Stelle.

Verwendung findet nur beste Fettpackung und fehlt es an Wartung bei der Maschine nicht. Der Maschinenmeister hat lange Jahre gleich grosse Maschinen bedient, kennt den Dampfmaschinenbau und ist sehr zuverlässig.

Ist die Maschine mit **beweglichen Stopfbüchsen** ausgerüstet, so tritt beim Krummwerden der Kolbenstange ein Betriebsstillstand nicht so leicht ein. Die Firma Leopold Ziegler, Berlin erwähnt in ihrem Prospekt folgenden Fall:

135tes Beispiel.

Der Luftpumpenkolben einer grossen Kondensationsmaschine löste sich während des Betriebes infolge des schlechten Gewindes, die Kolbenstange stiess dadurch gegen den Kolben

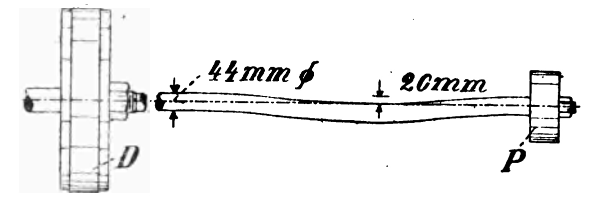


Fig. 784 Gebogene Kolbenstange.

und wurde an einem Ende um **20 mm durchgebogen,** wie die vorstehende Skitze *Fig. 784* zeigt. Da die Maschine Dynamomaschinen treibt, deren Stillstand nicht möglich war, so arbeitet

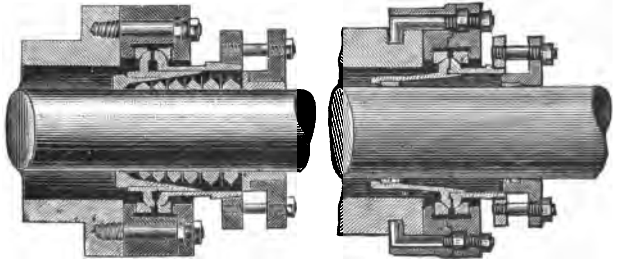


Fig. 785—786. Macbeths bewegliche Stopfbüchsen

die mit den **beweglichen Macbethbüchsen** armierte Dampfmaschine nach Entfernung des Pumpenkolbens noch ca. eine Woche Tag und Nacht, wobei die **Büchsen nach wie vor absolut dichteten** und ohne diese irgendwie zu beschädigen.

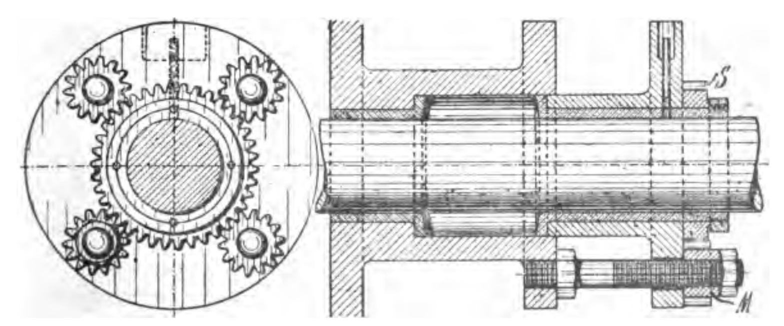


Fig. 787—788.

Bei den üblichen Stopfbüchskonstruktionen ist es selbst dem besten Maschinisten nicht möglich, ein genau **gleichmässiges Anziehen** aller Schrauben zu bewerkstelligen. Durch jedes einseitige Anziehen jedoch kommt

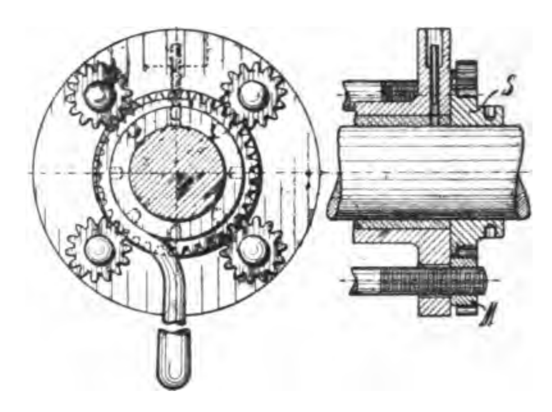


Fig. 789–790.

nur eine Stelle des Stopfbüchsinnern mit der Kolbenstange in Berührung. Die Folge davon ist ein Heisswerden des Stopfbüchsfutters und ein Fressen der Kolbenstangen.

Ich habe einen Fall erlebt, bei welchem das Futter der Stopfbüchse durch Fressen mit der Kolbenstange sich dauernd verband, dass das Futter aus der Stopfbüchse herausgerissen wurde.

Es giebt nun zwei Wege: 1. Die Anwendung einer **Stopfbüchskonstruktion**, welche ein gleichmässiges Anziehen aller Schrauben zu gleicher Zeit gewährleistet *(Fig. 787–790)*. 2. Das Futter der Stopfbüchse, sowie den Grundring im Cylinder 1—2 mm **weiter zu bohren** als die Kolbenstange.

Anhang III.

Demontage einer Dampfmaschine.

Im Gegensatz zu den bisher gebrachten Artikeln, welche meistens Krankheiten der Dampfmaschinen etc. behandelten, dürfte es von Interesse sein, auch einmal etwas über **Demontagen** zu hören, da solche unter Umständen viel schwieriger als die anfängliche Aufstellung sein können.

136tes Beispiel.

Anschliessend an das Beispiel auf Seite 308 soll folgender Fall beschrieben werden: Es handelt sich um die Demontage einer ca. **200 PS. Dampfmaschine** von 500 mm Cylinderdurchmesser, 1100 mm Hub, Präcisionssteuerung und Kondensation, im ganzen genommen von verhältnismässig schwerer Konstruktion. Erstere war nebst einer etwa 80 PS. zweiten Dampfmaschine durch eine 500 PS. Neuanlage entbehrlich geworden.

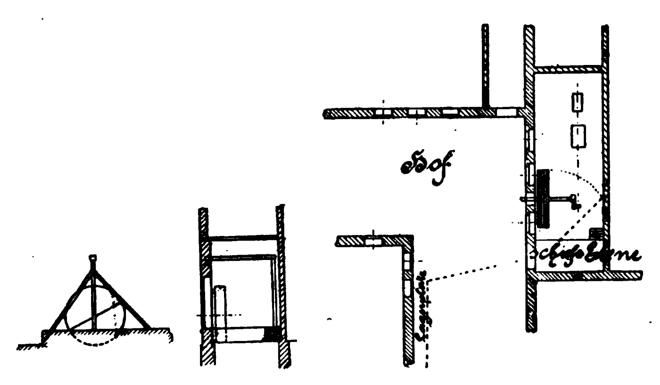


Fig. 791.

Nachdem diese beiden Maschinen beinahe ein Jahr ausser Betrieb gestanden, entschloss man sich dringender baulicher Veränderungen halber die grössere derselben **auseinander zu nehmen** und vorläufig auf den Hof zu stellen.

Zu diesem Zwecke wurde ein **wagerechter Balken**, 300 mm im Quadrat, oberhalb des Schwungrades einer Hanfseilscheibe von 4000 mm Durchmesser und 11 Seilrillen, 50 mm auf der einen Seite in ein bereits vorhandenes Mauerloch gesteckt, auf der andern dagegen auf einen senkrechten, 250 mm **starken Ständer** gesetzt. Letzterer war in den ersteren der Sicherheit halber oben eingezapft, von beiden Seiten gut versteift und ausserdem noch mit zwei Spitzklammern befestigt.

Vorher hatte man schon die Steuerung, Regulator, Pleuelstange, Kreuzkopf und alle leichteren Teile abgenommen. Es wurde nun das zweiteilige Schwungrad so gestellt, dass die Schraubfläche desselben auf der einen Seite mit dem Fussboden in eine Ebene zu stehen kam (siehe ***Fig. 791***).

Das eigentliche Fundament lag etwa 1 m höher als der Vorplatz und Hof, man war daher genötigt, eine gut unterlegte **schiefe Ebene** herzustellen, um die schweren Teile heraus zu bekommen. Nachdem dieses geschehen, wurde ein starker **Flaschenzug** an dem Querbalken befestigt, die obere Schwungradhälfte eingeschlungen, die Schrauben entfernt und erstere hochgezogen, dann schaffte man die Hälfte erst etwas nach vorn, ebenfalls mittelst besonderen Flaschenzuges, gleichzeitig musste die andere Seite mit einem dritten Flaschenzuge herumgezogen und zwar über Welle und Gestellbalken hinweg vor der Kurbel nieder gelassen werden. Jetzt wurden sämtliche Flaschenzüge gelöst und einer derselben durch die Fensternische des gegenüberliegenden Gebäudes (siehe Figur) gezogen.

Man nahm zu diesem Zwecke eine Glasscheibe heraus, legte innen ein **starkes Rundholz** querüber, woran das Bindetau zu befestigen war und der Haken eingehängt werden konnte. Der grösseren Sicherheit wegen brachte man hinten an der Radhälfte noch einen zweiten Flaschenzug an, um ein zu starkes Rutschen zu vermeiden. Auf diese Weise liess sich die Hälfte durch wagerechtes Ziehen mit dem Flaschenzuge ohne verhältnismässig grosse Kraftanwendung heraus transportieren.

Die untere Schwungradhälfte blieb einstweilen in der Grube liegen. Zunächst war die 275 mm starke **Kurbelwelle** zu entfernen, wozu in der Mitte ein dickes Tau einmal umgeschlungen und an beiden Seiten zwei kleinere Taue, um das Gleiten zu verhüten, befestigt wurden.

Um die Welle leichter und schonend transportieren zu können, zimmerte man sich einen in ***Fig. 791*** ersichtlichen Schlitten, unter welchen Rollen gelegt wurden. Nachdem die

sämtlichen Muttern der Ankerschrauben entfernt, löste man mittelst verstählter Eisenkeile den Gestellbalken vom Fundament und hob denselben durch Flaschenzüge an.

In derselben Weise wurde mit dem Cylinder und dem Kondensator verfahren und dieselben wagerecht unter Zuhülfenahme von Rollen auf Bohlen aus dem Maschinenhause herausgeschafft. Die zweite Schwungradhälfte war das letzte Stück; dasselbe musste zunächst mit zwei möglichst weit voneinander entfernt am Querbalken befestigten Flaschenzügen angehoben werden, dann derjenige, welcher der Grube am nächsten hing, losgelassen und somit das Rad mit der runden Seite erst auf den Rand des Fundamentes gestellt, danach der zweite auch nieder gelassen und das Rad auf die flache Seite gelegt, darauf auf der andern Seite angeschlungen, hoch gezogen, auf die Schraubfläche gestellt und ebenso als die übrigen Teile forttransportiert werden.

Die ganze Arbeit wurde **innerhalb sechs Tagen** mit sechs Leuten (zwei Zimmerleuten, zwei Schlossern und zwei Arbeitern) ausgeführt. Bemerke noch, dass sämtliche Teile nach Möglichkeit zusammengeschraubt und wo nicht, mindestens die Befestigungsschrauben eingeheftet wurden, was bei einer event. Montage von Vorteil ist.

137tes Beispiel. (Demontage einer Dampfmaschine.)*)

Zwecks Erneuerung des im 45. Beispiel auf Seite 85 erwähnten gebrochenen Kolbens war nachstehende Demontage erforderlich.

Ein Monteur wurde telephonisch aus der Maschinenfabrik herbeibeordert und demselben einige Arbeiter, handfeste Leute, zur Unterstützung beigegeben, und nun konnte die **Demontage** beginnen. „Demontage“, das liest sich ganz gut, doch wieviel Schwierigkeiten, welcher Ärger und vor allen Dingen wieviel Zeitverluste, die eigentlich hätten vermieden werden können, mit diesem Begriff unmittelbar in Verbindung stehen, das kann nur der voll und ganz würdigen, der selbst schon Gelegenheit hatte ein derartiges Manöver mit durchzumachen. Denn wahrlich, ein Vergnügen ist's nicht.

Also man begann nun vor allen Dingen damit, das **Zwischenbajonett** der Cylinder herauszunehmen, welches

*) Mitgeteilt von einem Fachgenossen.

aus zwei Teilen bestand und in der horizontalen Längsrichtung der Maschine geteilt war.

Die **Verbindungsschrauben** desselben mit den Cylinderflanschen waren total **festgebrannt**, und diejenigen, die nicht als Stiftschrauben ausgebildet waren, drehten sich samt dem Kopfe. Man war mithin genötigt die Mantelbleche der Cylinder ebenfalls abzunehmen, um das Drehen der Schraubenköpfe zu verhindern. Hätte der Konstrukteur hierauf gebührend Rücksicht genommen, dann wäre eine Menge Zeit und Arbeit gespart worden, denn um dieselben ohne Verbiegung vom Cylinder abnehmen zu können, musste sogar die Ventilsteuerung zum Teil demontiert werden. Dies wäre alles zu vermeiden gewesen durch Nasen am Cylinderkörper, die ein Mitdrehen des Schraubenkopfes zur Unmöglichkeit machen. Endlich gelang es denn einige Schrauben zu lösen; von den Stiftschrauben mit 25 mm Stärke waren einige dermassen festgebrannt, dass bei erheblichen Kraftanstrengungen ein Bruch derselben am hintern Ende eintrat (*Fig. 792* bei *a*). Bei denjenigen, die sich jedoch gutwillig

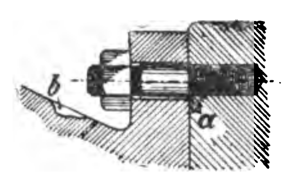


Fig. 792.

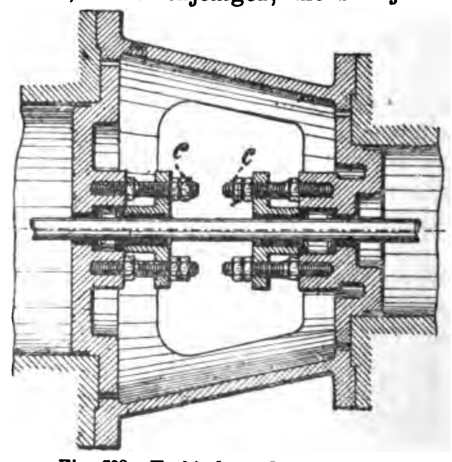


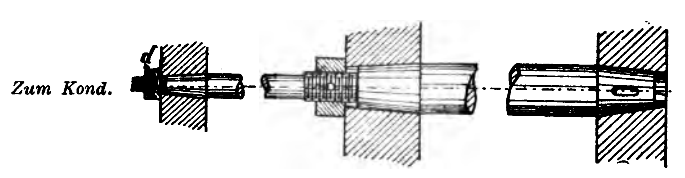
Fig. 793. Verbindung des Cylinders.

lösten, war es dann nicht möglich die Muttern herauszubekommen und musste erst durch Auskreuzen (*Fig. 792*

bei *b*) Raum geschafft werden. Auch dies liess sich leicht bei einigermassen überlegtem Konstruieren umgehen.

Nach vielem Mühen und Fluchen waren endlich die beiden Bajonetthälften entfernt und man konnte nun daran gehen den Hochdruckcylinderdeckel abzunehmen, doch auch hier zeigten sich Mängel in Bezug auf Konstruktion, denn man konnte den Deckel kaum soweit zur Seite schieben, um mit der Hand in den Hochdruckcylinder hineinzugelangen und genötigt war die **Stopfbüchsenschrauben** *c* (*Fig. 793*) herauszuschrauben, um mehr Raum zu bekommen. Auch dem hätte bei der Konstruktion durch reichlichere Bemessung des Zwischenraumes von Hoch- und Niederdruckcylinder leicht im voraus vorgebeugt werden können.

Die Anordnung war so getroffen, dass man nach Abnahme des angehängten Kondensatorkolbens, des Niederdruck- und Hochdruckkolbens sowie nach Entfernung des Kreuzkopfes und der Pleuelstange die ganze, lange Kolbenstange nach der Kurbelseite hinausziehen konnte. Nachdem man den Kondensatorkolben (von Holz) leicht abgenommen hatte, ging man an den Niederdruckcylinder. Mit vieler Mühe löste man auch hier die Cylinderdeckelschrauben und wollte nun die mittelst Stahlstift *a* gesicherte **Kolbenmutter** abnehmen. Jedoch der Stift war



Niederdruckkolben. Hochdruckkolben. Kreuzkopf.
Fig. 794.

dermassen fest eingetrieben, dass man ihn weder von unten noch von oben herauszuschlagen imstande war. Man machte sogar einen festen Unterbau und legte direkt unter die Mutter ein Stück Hirnholz und suchte mit besonders dicken und kräftigen Durchschlägen und unter Anwendung eines Vorschlaghammers den Stift zum Weichen zu bringen, aber umsonst. Herausbohren konnte man ihn nicht, da er aus Stahl und gehärtet war. Es blieb also weiter nichts übrig, als die Kolbenmutter von zwei Seiten zu

durchkreuzen und auseinander zu sprengen; erst dann gelang es den Stift zu entfernen und war endlich 2 Stunden nach Mitternacht mit dieser mühseligen Arbeit fertig.

Ob diese Konstruktion, den Hochdruckkolben auf so umständliche Weise herauszunehmen, besonders vorteilhaft ist gegenüber anderen, will ich nicht entscheiden, aber ich für meinen Teil kann mich schon damit, dass ein jedesmaliges Abnehmen sämtlicher Dampf- und Kondensatorkolben nötig ist, mit dieser Ausführung nicht befreunden. Die Dampfkolben haben grossen Kräften zu widerstehen und müssen ein für allemal festsitzen und sitzen bleiben, ganz abgesehen von den übrigen Unzuträglichkeiten.

Die Kolbenstange und die Kolben wurden dann am darauffolgenden Werktag nach der Fabrik gebracht, zum Hochdruckkolben ein neuer Deckel aus einer vorhandenen Gussscheibe, und ein neuer Kolbenring angefertigt und auch statt der zersprengten eine neue Kolbenmutter zum Niederdruckcylinder gemacht. Sodann nahm man die Kolbenstange auf eine Drehbank und untersuchte, ob sie noch gerade sei, was glücklicherweise der Fall war.

Nachdem man dann auch die abgebrochenen Cylinderdeckelschrauben herausgebohrt und durch neue ersetzt hatte, wurde die Maschine wieder zusammengebaut und kam am fünften Tag abends zum erstenmal wieder in Gang, arbeitet auch heute wieder zur Zufriedenheit.

Anhang IV.

Die Bestellung der Dampfmaschine.

Wie bei jeder andern Maschine oder Ware soll auch hier der Kaufvertrag kurz und bündig lauten, alle überflüssigen Bemerkungen vermieden werden, dagegen sollen die Hauptpunkte, welche leider so oft Anlass zu Streitigkeiten gegeben haben, klar und deutlich hervortreten.

Im grossen und ganzen ist der Kauf einer Dampfmaschine eine Vertrauenssache; aber in Geldsachen hört die Gemütlichkeit auf und das bei der Unterhandlung zu Tage getretene Vertrauen schlägt in das Gegenteil um; es wird geschimpft, unter Umständen gerichtlich geklagt und Lieferant sowie Empfänger haben, je nachdem bei dem einen oder dem andern das Gefühl der Wurstigkeit vorherrscht, mehr oder weniger Ärger und Verdruss, abgesehen von den hierbei nicht ausbleibenden Verlusten an Geld und Zeit. Im allgemeinen soll in einem Kaufvertrag folgendes festgesetzt sein.

Bauart und **System** der Maschine,

Ob mit oder ohne **Kondensation,**

Cylinderdurchmesser, Kolbenhub, Tourenzahl,

Normal-Leistung der Maschine bei . . . Atm. Überdruck,

Gesteigerte Leistung der Maschine (mit dieser muss die Maschine ohne Anstand dauernd arbeiten können),

Maximal-Leistung (überlastet) soll nur vorübergehend zulässig sein,

Art der Steuerung,

Durchmesser, Breite und Gewicht des **Schwungrades,**

Ungefähres Gesamtgewicht der Maschine,

Dampfverbrauch pro indizierte oder effektive Pferdekraft für die Normalleistung und für die gesteigerte Leistung der Maschine (s. Haeder Indikator).

Die Höhe des mittleren **Gegendruckes** auf den Kolben (bei Kondensationsmaschinen).

Tourenschwankung.

Die zulässige Tourenschwankung hängt ab von der Art des Betriebes. Je schwerer das Schwungrad, desto kleiner werden die Tourenschwankungen bei plötzlicher Belastungsänderung.

In neuerer Zeit sind die Arbeitsmaschinen aller Fabrikbetriebe vollkommener und leistungsfähiger geworden, dabei aber auch empfindlicher für Tourenschwankungen. Fast jeder Betrieb hat oder erhält elektrisches Licht oder sonstige elektrische Kraftübertragung, und man muss schon bei Bestellung der Dampfmaschinen darauf Rücksicht nehmen. Hierüber giebt „Haeder, Konstruieren und Rechnen" erschöpfende Auskunft.

Garantie: Alle durch fehlerhafte Konstruktion oder mangelhafte Ausführung sich zeigenden Mängel, welche innerhalb eines Jahres vorkommen sollten, werden kostenfrei ab Fabrik nachgeliefert.

Preis der Maschine komplett inkl. Absperrventil, Fundamentankorn, Schmiergefässen etc. franco Waggon . . ., Preis der Maschinenspeisepumpe.

Zahlungsbedingungen:

$^1/_3$ bei Bestellung,
$^1/_3$ bei Ablieferung,
den Rest drei Monate später oder nach Vereinbarung, und Tagegelder für den Monteur.

Lieferzeit.

Kürzung der Kaufsumme um $^1/_2$—1 % für jede Woche verspäteter Lieferung. (Das Recht auf Entschädigung kann unter Umständen erlöschen, wenn die ersten eintreffenden Teile vom Besteller angenommen werden, ohne dass derselbe Einspruch erhebt.)

Allgemeine Bedingungen

für

Lieferungen von Maschinen,

aufgestellt

in den Versammlungen deutscher Maschinenbau-Anstalten zu Köln am 28. December 1889, 10. Januar 1891 und zu Hamburg am 27. Mai 1893.

1. Die Preise gelten ab Werkstätte; Verpackung und Fracht unterliegen besonderen Vereinbarungen.
2. Die Zahlung des Kaufpreises erfolgt am Ursprungsort baar in deutscher Reichswährung zu 1/3 bei Bestellung, 1/3 bei Ablieferung der Haupttheile ab Werk, 1/3 drei Monate nach Inbetriebsetzung, spätestens aber sechs Monate nach dem zweiten Termin, wenn sich die Inbetriebsetzung ohne Schuld des Lieferanten verzögert.

   Monatszahlungen sind zulässig; jedoch soll alsdann die Durchschnitts-Valuta der obigen Zahlungsweise entsprechen.
3. Für Güte der Construction und Ausführung übernimmt der Lieferant eine Gewährleistung von Monaten in der Weise, dafs er alle Theile, welche während dieser Frist nachweislich in Folge schlechten Materials, fehlerhafter Construction oder mangelhafter Ausführung unbrauchbar oder schadhaft werden, unentgeltlich zu ersetzen, bezw. alle ihm zur Last fallenden Mängel zu beseitigen hat.

   Der natürliche Verschleifs bleibt von dieser Gewährleistung ausgeschlossen.
4. Verschuldete Verzögerung in der Ablieferung berechtigt den Besteller zum Abzuge von höchstens 1/2 % der Kaufsumme für jede volle Woche der eingetretenen Verspätung.
5. Anderweitige Entschädigungsansprüche als die in den §§ 3 und 4 festgesetzten sind ausgeschlossen.
6. Arbeiterausstände entbinden von der Einhaltung der Lieferfrist.
7. Bevor mit der Montirung begonnen wird, müssen die Fundamente u. s. w. vollständig fertig und abgebunden, die Maschinenräume gegen Witterungseinflüsse geschützt sein.
8. Zur Montirung stellt der Lieferant einen oder, wenn vereinbart, mehrere Monteure, welchen Seitens des Bestellers die erforderlichen Hülfsmannschaften, Hebezeuge, Beleuchtung, sowie die kleinen Materialien, wie Oel, Talg, Hanf, Mennige, Putzwolle u. s. w. kostenfrei zu gestellen sind. Die Hülfsmannschaften verbleiben in der Berufsgenossenschaft des Bestellers.
9. Für den Monteur wird berechnet aufser den Reisekosten ℳ pro Reisetag und ℳ pro Arbeitsstunde, sowie ℳ pro Tag und Mann für Verpflegung. Auf Verlangen wird Seitens des Lieferanten gewährleistet, dafs die Kosten für die Entsendung eines oder mehrerer Monteure einen bestimmten Betrag nicht übersteigen.

   Der Arbeitstag wird zu 10, »unter Tage« zu 8 Stunden gerechnet; »unter Tage« zählen 8 Stunden = 10 Stunden.

   Ueber- und Sonntagsstunden werden nach besonderer Vereinbarung berechnet.
10. Zu den Maschinen werden unentgeltlich mitgeliefert eine Fundamentzeichnung und, wenn nöthig, ein Uebersichtsplan der Lieferung.
11. Streitigkeiten über die Auslegung und Erfüllung des Geschäftsabschlusses werden durch ein Schiedsgericht geschlichtet, wozu jede Partei einen Schiedsrichter zu ernennen hat, welche vor Eintritt in die Verhandlungen einen Obmann bezeichnen.

    Auf das schiedsrichterliche Verfahren finden die §§ 851 bis 872 der Reichs-Civilprocefsordnung Anwendung mit der Mafsgabe, dafs, wenn die beiden Schiedsrichter über den Spruch sich nicht einigen, jeder derselben ein Gutachten abzugeben und demnächst der Obmann die Entscheidung zu fällen hat.

    Die Vertheilung der Kosten des Verfahrens erfolgt durch das Schiedsgericht bezw. den Obmann.

Jedem Lieferanten und jedem Empfänger ist anzuraten, sich den unter 11 angeführten Bedingungen zu unterwerfen, er thut der Industrie dadurch gute Dienste und trägt sein Scherflein dazu bei, dass die vielen Millionen Mark, welche die Gerichte und Advokaten einheimsen, der Industrie erhalten bleiben.

Bezugsquellen.

Dieser Nachweiser wird allen Haeder'schen Büchern beigebunden.
Zum Nachtragen von weiteren Artikeln ist Platz gelassen.
Abkürzungen: Mf = Maschinenfabrik, Ar u. Mf = Armaturen- und Maschinenfabrik.
Die genaue Adresse sowie die Specialitäten der betreffenden Firmen giebt das nachfolgende Firmenregister.

Accumulator (elektrisch).

Gottf. Hagen, Kalk bei Köln
Chr. Weuste, Duisburg
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Accumulator (Druckwasser).

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Duisb. Masch.-Akt.-Ges., Duisburg

Aluminium.

Basse & Selve, Altena i. W.

Armaturen.

Maschinen- & Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
Johannes Haag, Augsburg
Alexanderwerk A. von der Nahmer, Ges. m. b. H., Remscheid
Schneider & Helmecke, Magdeburg
Gebr. Reuling, Mannheim
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Rich. Klinger, Gumpoldskirchen b. Wien
Gebr. Kemper, Olpe i. W.
Ar u. Mf vorm. J. A. Hilpert, Nürnberg
A. Werneburg & Co., Halle a. S.
J. Patrick, Frankfurt a. M.
Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Bu.

Asbest-Fabrikate.

E. Missel, Stuttgart
Friz Schaub, Düsseldorf
Mannheimer Gummi-, Guttapercha- und Asbestfabrik, Mannheim
Carl Ott, Feuerbach-Stuttgart

Aufzüge.

Hebezeugfabrik, Köln (Sülz) (G. Kieffer)
Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle Post Saarbrücken
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.
Briegleb, Hansen & Co., Gotha

Autom. Speiseapparate.

Klein, Schanzlin u. Becker, Frankonthal
Herm. Laass u. Co., Magdeburg-Neust.
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.
Joh. Schaefer Söhne, Mf, Krefeld

Automobil-Motore (Dürr).

Berl. Mf. Henschel & Co., Berlin-Charlottenburg

Bade- und Wasch-einrichtungen.

Hch. Schaffstaedt, Giessen
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz
Käuffer u. Co., Mainz
Carl Morgenstern, Stuttgart

Bagger.

Gutehoffnungshütte, Oberhausen

Bandsägen.

Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Notizen:

Biegsame Wellen.

Berl. Mf. Henschel & Co., Berlin-Charlottenburg

Blasebälge.

C. D. Schmidt, Hagen i. W.
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Blechbearbeit.-Maschinen.

Wilh. Carl Aug. Loebow, Magdeburg N. 2
Erdmann Kircheis, Aue in Sachsen
J. Banning, Hamm i. W.

Blechpoliermaschinen.

Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Blei.

Gebr. Pönsgen, Düsseldorf

Blechscheren.

Wilh. Carl Aug. Loebow, Magdeburg N. 2.
Erdmann Kircheis, Aue in Sachsen

Blitzableiter.

Mix & Genest, Köln

Bogenlampen.

Körting & Mathiesen, Leutzsch b. Leipzig
Chr. Weuste, Duisburg

Bohrknarren.

Fritz Kettler, Hagen i. W.

Bohrmaschinen.

Wilh. Carl Aug. Loebow, Magdeburg N. 2.
Schneider & Helmecke, Magdeburg
Berl. Mf. Henschel & Co., Berlin-Charlottenburg

Bootsantriebe (D. R.-G.-M.)

Berl. Mf. Henschel & Co., Berlin-Charlottenburg

Britanniafabrikate.

Heimendahl & Keller, Hilden
(Löffel, Tafeleinsätze, Menagen, Kruzifixe und Leuchter).

Cylinder-Öl (Hecta) für überhitzten Dampf.

Vacuum Oil-Company, Hamburg

Notizen:

Dampfheizungen.

Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover

Dampfkolben.

Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz
Leop. Ziegler, Berlin N. 65

Dampfschieber.

Maschinen- & Armaturenfabrik vormals H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau
Gebr. Reuling, Mannheim
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Ar u. Mf vorm. J. A. Hilpert, Nürnberg

Dampfmaschinen.

Akt.-Gesellschaft Görlitzer Maschinenbau-Anstalt u. Eisengiesserei, Görlitz
Fritz Hürxthal, Remscheid
Maschinenf. Esslingen, Esslingen i.W.
R. Trenck, Erfurt
Fritz Voss, Köln-Ehrenfeld
Maschinenbau-Anstalt „Humboldt“, Kalk
L. A. Riedinger, Augsburg
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Maschinenfabr. Hohenzollern, Grafenberg
Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
Hallesche Union Akt.-Gesellsch. vorm. Vaass & Littmann, Halle a. S.
G. Polysius, Dessau
Schüchtermann & Kremer, Dortmund
C. E. Rost & Co., Dresden A.
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz
Franz Beyer & Co., Erfurt
Louis Soest u. Co., Mf, Düsseldorf
Chemnitzer Werkzeug-Mf, Chemnitz S.
Feod. Siegel Mf, Schönebeck Elbe
A. Borsig, Mf, Berlin
Herm. Laass u. Co., Magdeburg-Neust.
Joh. Schaefer Söhne, Mf, Krefeld
Gebr. Meer, Mf, M.-Gladbach
R. Wolf, Mf., Magdeburg B.
Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buck.
Wilhelmshütte A.-G., Waldenburg i. Schl.
Fürstlich Stolberg'sches Hüttenamt, Ilsenburg a. H.
Friedr. Spies Söhne, Barmen-Wichlinghausen

Dampfpumpen.

Maschinen- u. Armaturenfabrik vormals H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau
Koch & Wellenstein, Ratingen
Maschinen Armaturfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Robey & Co., Breslau, Berlin S
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Lohmann & Stolterfoht, Witten
Otto Schwade & Co., Erfurt
Maschinenfabrik Esslingen, Esslingen in Württemberg
Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle Post Saarbrücken
A. Borsig, Berlin
Schneider & Helmecke, Magdeburg
Ar u. Mf vorm. J. A. Hilpert, Nürnberg
Dürr & Cie., Ratingen-Düsseld.
Feod. Siegel, Mf, Schönebeck Elbe
Joh. Schaefer Söhne, Mf, Krefeld
Gebr. Meer, Mf, M.-Gladbach
R. Wolf, Mf., Magdeburg B.
Weise & Monski, Halle a. Saale

Dampfkessel.

G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Maschinenbau-Anstalt „Humboldt“, Kalk
Akt.-Gesellschaft Görlitzer Maschinenbau-Anstalt u. Eisengiesserei, Görlitz
C. E. Rost & Co., Dresden A.
Maschinenfabr. Hohenzollern, Grafenberg
Howaldtswerke, Kiel
Maschinenf. Esslingen, Esslingen i.W.
A. Borsig, Berlin
Guilleaume-Werke, Neustadt a. Haardt
L. & C. Steinmüller, Gummersbach
Dürr & Co., Ratingen
R. Wolf, Mf., Magdeburg B.
Büttner & Co., Ürdingen a. Rh.
Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buck.

Dampfpfeifen.

C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover

Notizen:

Dampfhämmer.

J. Banning, Hamm i. W.

Dampfventile.

C. F. Pilz, Chemnitz

Dampfschornsteinbau.

Jos. Houzer, Nürnberg

Dichtungsplatten u. -Ringe.

Gustav Kleemann, Hamburg
E. Missel, Stuttgart
Fritz Schaub, Düsseldorf
Rich. Klinger, Gumpoldskirchen b. Wien
Friedr. Goetze, Burscheid b. Köln

Draht.

Böcker & Cie., Schalke

Drahtwebstühle.

Sundwiger Eisenhütte, Sundwig i. W.

Drahtseilbahnen.

J. Pohlig, Köln, Brüssel, Wien III

Drahtseile.

Gustav Kunz, Akt.-Ges., Treuen i. S.

Drehbänke.

Habersang & Zinsen, Düsseldorf

Drehscheiben.

Mf. „Deutschland" Dortmund

Dynamos.

Chr. Weuste, Duisburg
Deutsche Elektricitäts-Werke, Aachen
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
B. Trenck, Erfurt
Mf „Esslingen", Esslingen Würt.

Dynamoriemen.

Richard Becker, Mülheim a. d. Ruhr 2
Gustav Kunz, Akt.-Ges., Treuen i. S.
Aug. Reuschel & Co., Schlotheim Th.

Eis- und Kühlmaschinen.

Maschinenbau-Akt.-Gesellsch., Nürnberg
L. A. Riedinger, Augsburg
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Hallesche Union Akt.-Gesellsch., vorm. Vaas & Littmann, Halle a. S.
Schüchtermann & Kremer, Dortmund
Maschinenbau-Anstalt „Humboldt", Kalk
Maschinenf. Esslingen, Esslingen i.W.
A. Borsig, Mf, Berlin

Eisenkonstruktion.

Jacobiwerk Meissen

Elektrische Anlagen.

Deutsche Elektricit.-Werke, Aachen
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
Maschinenf. Esslingen, Esslingen i.W.
Chr. Weuste, Duisburg

Notizen:

Elektrische Motoren.

R. Trenck, Mf. Erfurt

Elevatoren.

Hebezeugfabrik, Köln (Sülz) (G. Kieffer)
J. Pohlig, Köln, Brüssel, Wien III
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Exhaustoren.

Neuerburg's Mf., A.-G. Humboldk., Köln

Expansions-Apparate.

Fritz Voss, Köln-Ehrenfeld
Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
Gust. Maack, Köln-Ehrenfeld

Extractions-Apparate.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal

Fahrstühle.

Briegleb, Hansen & Co., Gotha

Feilen.

Friedr. Krupp, Essen a. d. Ruhr
Hugo Karrenberg Duisburg

Federwaagen.

C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover

Feldbahnen.

Arthur Koppel, Berlin NW.

Feuerlösch-Einrichtungen.

Maschinen- u. Armaturenfabrik, vormals H. Breuer & Co., Höchst a. M.

Feuermeldeapparate.

Mix & Genest, Köln

Feuerungsanlagen.

Koch & Wellenstein, Ratingen
Jos. Houzer, Nürnberg

Feuerzugregler.

Otto Hörenz, Mf., Dresden A.

Filtermaterial

E. Missel, Stuttgart

Filterpressen.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal

Flaschenzüge.

Briegleb, Hansen & Co., Gotha
Hebezeugfabrik, Köln (Sülz) (G. Kieffer)

Notizen:

Fördermaschinen.

Robey & Co., Breslau u. Berlin C.
Maschinenfabr. Hohenzollern, Grafenberg
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle Post Saarbrücken
Wilhelmshütte A.-G., Waldenburg i. Schl.
Friedr. Spies Söhne, Barmen-Wichlinghausen

Frictionsfallhämmer.

Fritz Hürxthal, Remscheid

Gasanstalten.

Mf vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.

Gasmotoren.

Robey & Co., Breslau u. Berlin C.
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Gasexhaustoren-Anlagen.

H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover

Gasgebläseöfen.

de Fries & Co., A.-G., Düsseldorf

Gasometer.

Jacques Piedboeuf G. m. b. H. Aachen

Gebläse (System Root).

Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
W. Ritter, Altona b. Hamburg
Käuffer & Co., Mainz

Gesteinsbohrmaschinen

Maschinenbau-Anstalt „Humboldt", Kalk
Rud. Meyer, Maschinenfbr., Mülheim a. d. R.
Paul Hoffmann & Co. Eiserfeld

Gelochte Bleche.

Maschinenbau-Anstalt „Humboldt", Kalk
Schüchtermann & Kremer, Dortmund

Gradirwerke.

Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal

Gummiwaren.

E. Missel, Stuttgart
Fritz Schaub, Düsseldorf
Mannheimer Gummi-, Guttapercha- und Asbestfabrik, Mannheim
Carl Ott, Feuerbach-Stuttgart

Gummiwarenfabriken-Einrichtungen.

Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Gussstücke.

Jacobiwerk, Meissen S.
C. E. Rost & Co., Dresden-A.

Notizen:

Hanfseile.

Gustav Kunz, A.-G., Treuen i. S.
Rich. Becker, Mülheim (Ruhr)

Hartguss-Walzen.

Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Hebezeuge.

Hebezeugfabrik, Köln (Sülz) (G. Kieffer
Schneider & Helmecke, Magdeburg
de Fries & Co., A.-G., Düsseldorf

Heizungsanlagen.

Käuffer & Co., Mainz
G. Kuntze, Göppingen
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
Carl Morgenstern, Stuttgart

Holzbearbeitungsmaschinen.

W. Ritter, Altona
Chemnitzer Werkzeug-Mf, Chemnitz S.

Holzschnitte, Clichés.

Herm. Haeder, Duisburg
Carl Pelz, Sigmaringen

Hydranten.

Mf vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.

Hydr. Hebezeuge.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
de Fries & Co. A.-G., Düsseldorf

Hydr. Hochdruck-Anlagen.

Maschinen- u. Armaturenfabrik vormals H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
A. Borsig, Mf, Berlin

Indikatoren.

Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
Herm. Haeder, Duisburg
Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau

Injektoren.

Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
M. Neuhaus & Co., Luckenwalde
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
C. F. Pilz, Chemnitz
Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Bu.

Kabel (elektrisch).

Franz Clouth, Köln-Nippes

Kaliberbolzen.

H. Hommel, Mainz

Kaminbau.

Jos. Houzer, Nürnberg

Notizen:

Kanalisations-Artikel.

Maschinen- u. Armaturenfabrik vormals H. Breuer & Co., Höchst a. M.

Karren (Schiebekarren).

Heinr. Bonn, B.-Gladbach
Arthur Koppel, Berlin NW.

Ketten.

Hebezeugfabrik, Köln (Sülz), (G. Kieffer)

Kesselstein-Hämmer u. -Bürsten.

E. Missel, Stuttgart

Kieselguhr.

A. Haacke & Co., Celle

Kluppen.

J. Alb. Schmitz, Lennep

Kohlentransportwagen.

G. Kuhn, Stuttgart-Berg

Kolbenringe.

Leop. Ziegler, Berlin N. 65
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz

Kolbendichtung.

E. Missel, Stuttgart

Kompressoren.

Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
Rud. Meyer, Maschinenfbr., Mülheim a.d.R.
Schüchtermann & Kremer, Dortmund
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
L. A. Riedinger, Augsburg
Maschinenfabr. Hohenzollern, Grafenberg
Maschinenbau-Anstalt „Humboldt“, Kalk
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Otto Schwade, Erfurt
Paul Hoffmann & Co., Eiserfeld
A. Borsig, Mf, Berlin

Kondenstöpfe.

Bopp & Reuther, Mannheim
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
G. Kuntze, Göppingen
Schneider & Helmecke, Magdeburg
Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover

Kondensationen.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Maschinenfabr. Hohenzollern, Grafenberg
Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
Schneider & Helmecke, Magdeburg
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
H. Schaffstädt, Giesen

Notizen:

Krahne.

Briegleb, Hansen & Co., Gotha
Maschinenfabrik Deutschland, Dortmund
Klein, Schanzlin u. Becker, Frankenthal
J. Pohlig, Köln, Brüssel, Wien III
Herm. Laas & Co., Magdeburg-Neust.
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.
C. E. Rost & Co., Dresden-A.
de Fries & Co. A.-G., Düsseldorf

Kupplungen.

Lohmann & Stolterfoht, Witten
Franz Beyer & Co., Erfurt

Kupfer.

Thörmer & Kroedel, Leipzig

Lagermetalle.

Höveler & Dickhaus, Papenburg
Schneider & Helmecke, Magdeburg
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Gebr. Kemper, Olpe i. W.
Heimendahl & Keller, Hilden

Lineale.

H. Hommel, Mainz

Lochmaschinen.

Wilh. Carl Aug. Loebow, Magdeburg N. 2

Lokomobilen.

Robey & Co., Breslau u. Berlin C
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Maschinenfabrik Badenia, vorm. Ww. Platz Söhne A.-G., Weinheim, Baden
Güttler & Co., Brieg-Briegischd., Schl.
R. Wolf, Magdeburg-Buckau
Feod. Siegel, Mf, Schönebeck Elbe
Garrett, Smith & Co, Magdeburg-Bu.
Heinr. Lanz, Mf., Mannheim
Wilhelmshütte A.-G., Waldenburg, Schl.

Mammut-Pumpen.

A. Borsig, Mf, Berlin

Mangan.

Isabellenhütte Dillenburg

Manometer.

Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
C. F. Pilz, Chemnitz
Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau

Manometerschoner.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal

Manschettenleder für Hydr. Pressen.

Richard Becker, Mülheim a. d. Ruhr 2

Marcodurum-Packung.

Benrath & Franck, Gelbe Mühle, Düren

Massstäbe (Zollstöcke).

C. A. Schietrumpf, Jena

Massstäbe (eiserne).

H. Hommel, Mainz

Messwerkzeuge.

E. Missel, Stuttgart
H. Hommel, Mainz

Metalle.

Hoeveler & Dickhaus, Papenburg
Gebr. Kemper, Olpe i. W.
J. Patrick, Frankfurt a. M.

Notizen:

Metallpackung.

Howaldtswerke, Kiel
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Flensburger Eisenwerk, Flensburg

Metallbearbeitungsmaschin.

Wilh. Carl Aug. Loebow, Magdeburg N. 2
Fritz Hürxthal, Remscheid
Erdmann Kircheis, Aue i. S.
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz

Metallscheren.

Wilh. Carl Aug. Loebow, Magdeburg N. 2
Erdmannn Kircheis, Aue i. S.

Mikrometerlehren.

H. Hommel, Mainz.

Motorwagen.

Berl. Mf. Henschel & Co., Berlin-Charlottenburg

Mühlen.

Kissing & Mollmann, Iserlohn
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Neusilber.

Thörmer & Kroedel, Leipzig

Nieten.

A. Sternberg, Soest

Öl (Cylinder u. Maschinen).

E. Missel, Stuttgart
Vacuum-Oil-Company, Hamburg
Gustav Kleemann, Hamburg

Ölpumpen.

W. Ritter, Altona
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau
E. Missel, Stuttgart
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz

Öl-Sparkasten.

J. Patrick, Frankfurt a. M.

Ölreiniger.

E. Missel, Stuttgart
Joseph Coblenzer, Köln
J. Patrick, Frankfurt a. M.
H. Berk, Chemnitz i. S.
Gustav Kleemann, Hamburg

Ölkammerlager.

G. Polysius, Dessau
Koch & Wellenstein, Ratingen

Packstoffe (Wasserdichte).

Benrath & Franck, Gelbe Mühle Düren

Notizen:

Papiere aller Art.

Gebr. Menne, Siegen
C. G. Blanckertz, Düsseldorf
Benrath & Franck, Gelbe Mühle, Düren
Johannes Dietrich, Duisburg

Pauspapiere.

Gebr. Menne, Siegen
Johannes Dietrich, Duisburg
C. G. Blankertz, Düsseldorf

Petroleum-Injektoren.

Gustav Maak, Köln-Ehrenfeld

Petroleum-Motoren.

Robey & Co., Breslau und Berlin C.
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover

Phosphorbronce.

Thörmer & Kroedel, Leipzig

Planimeter.

Herm. Haeder, Duisburg

Planroste (f. Dampfkessel).

Otto Hörenz, Dresden-A.

Pressen.

Wilh. Carl Aug. Loebow, Magdeburg N.2
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.
G. Kuhn, Stuttgart-Berg

Presspumpen.

Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
Otto Schwade & Co., Erfurt
Koch, Bantelmann & Paasch, M.-Buckau
Ar u. Mf vorm. J. A. Hilpert, Nürnberg
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.
C. E. Rost & Co., Dresden-A.
Weise & Monski, Halle a. Saale
G. Kuhn, Stuttgart-Berg

Pulsometer.

Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
M. Neuhaus & Co., Luckenwalde
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg

Pumpen (s. auch Dampfp.).

C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Hallesche Union Akt.-Gesellsch., vorm. Vaass & Littmann, Halle a. S.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Mf vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.
A. Borsig, Mf, Berlin
Ar u. Mf vorm. J. A. Hilpert, Nürnberg
Otto Schwade & Co., Erfurt
Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau
C. E. Rost & Co., Dresden-A.
Weise & Monski, Halle a. Saale
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Neuerburg's Maschinenfabrik A.-Ges. Humboldk, Köln

Notizen:

Putzwolle.

G. Dietze's Wwe., Bitterfeld Pr. S. gekämmt, gemischt, bunt und weiss, 18—21 M. per 50 kg, rein weiss per 50 kg 28—31 M.
E. Missel, Stuttgart
Fritz Schaub, Düsseldorf
Heinr. Pütz, Dülken, Rhld.

Pumpenleder.

Richard Becker, Mülheim a. d. Ruhr 2

Putztücher.

E. Missel, Stuttgart
Fritz Schaub, Düsseldorf

Pyramynt.

Gustav Kleemann, Hamburg

Regulatoren.

Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
F. J. Weiss, Basel
R. Trenck, Erfurt
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Franz Beyer & Co., Erfurt
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Fritz Voss, Köln-Ehrenfeld
C. F. Pilz, Chemnitz
Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Bu.

Reibahlen.

Fritz Hürxthal, Remscheid
H. Hommel, Mainz

Reibungskupplungen.

G. Polysius, Dessau

Reisszeuge.

Cl. Riefler, Nesselwang und München

Richtplatten.

H. Hommel, Mainz

Riemscheiben (aus Holz).

Dr. Heinr. Abbes, Holzminden

Riemenverbinder.

E. Missel, Stuttgart

Rohrkratzer.

Schneider & Helmecke, Magdeburg

Rohrleitungen

Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.
G. Kuntze, Göppingen
Schneider & Helmecke, Magdeburg
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
Käuffer & Co., Mainz

Rostschutzmittel.

G. Kleemann, Hamburg

Rotguss.

Thörmer & Kroedel, Leipzig

Notizen:

Schachtanzüge.

Richard Becker, Mülheim a. d. Ruhr 2
Fritz Schaub, Düsseldorf

Schalldämpfer.

J. Patrick, Frankfurt a. M.
Neuerburg's Mf., A.-G. Humboldk., Köln
Carl Morgenstern, Stuttgart

Schaufeln, Spaten.

Gust. Berghans, Brügge i. W.

Schläuche.

F. Missel, Stuttgart
Fritz Schaub, Düsseldorf
Aug. Reuschel & Co., Schlotheim i. Th.

Schiebebühnen.

Maschinenfabrik Deutschland, Dortmund

Schiebelehren.

H. Hommel Mainz

Schienen.

Westfäl. Stahlwerke, Bochum

Schmelzöfen.

H. Eckhardt, Berlin NW

Schmiedbaren Guss.

H. Eckhardt, Berlin NW.

Schmiedehämmer.

Fritz Hürxthal, Remscheid

Schmiedestücke.

Westfäl. Stahlwerke, Bochum
A. Borsig, Mf, Berlin

Schmier-Apparate.

Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
W. Ritter, Altona
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
E. Missel, Stuttgart
Fritz Voss, Köln-Ehrenfeld
Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
J. Patrick, Frankfurt a. M.
Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Bu.
Gustav Kleemann, Hamburg

Schneidemühl-Anlagen.

Herm. Laass & Co., Magdeburg-Neust.

Schraubenflaschenzüge.

de Fries & Co. A.-G., Düsseldorf

Schraubenschlüssel.

Boecker & Voormann, Hagen i.W.
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Schraubstöcke.

Alexanderwerk A. von der Nahmer, Ges. m. b. H. Remscheid

Notizen:

Schreibmaschinen.

Groyen & Richtmann, Köln

Schreibtische (Amerikanische)

Groyen & Richtmann, Köln

Siebe.

Herm. Dominick, Aachen

Speisewassermesser.

Koch, Bantelmann & Paasch, Buckau

Speisewasserregler.

Schneider & Helmecke, Magdeburg

Spiralbohrer.

Fritz Hürxthal, Remscheid
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg

Stahl-Guss.

Oeking & Co., Düsseldorf
Howaldtswerke, Kiel
Arthur Koppel, Berlin N.W.
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Stahldrahtbürsten.

E. Missel, Stuttgart

Stahlschmelzöfen.

H. Eckhardt, Berlin NW.

Stanzen.

Wilh. Carl Aug. Loebow, Magdeburg N. 2
Erdmann Kircheis, Aue i. S.

Stopfbüchsen-Packung (aus galvanischem Metallpapier).

Piepenbring & Co., Mülheim a. d. Ruhr

Stopfbüchsenpackung.

Howaldtswerke, Kiel
Leop. Ziegler, Berlin N 65
Gustav Kleemann, Hamburg
Reinhardt & Messmer, Flensburg
G. Missel, Stuttgart
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz
Carl Ott, Feuerbach-Stuttgart
G. Kuhn, Stuttgart-Berg

Strahl-Apparate.

Gebr. Körting, Körtingsdorf bei Hannover
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
M. Neuhaus & Co., Luckenwalde

Telephon.

Wiesenthal & Co., Aachen
Mix & Genest, Köln

Notizen:

Telegraphen.

Mix & Genest, Köln

Temperaturausgleich.

Howaldwerke, Kiel
Käuffer & Co., Mainz

Technische Instrumente.

Cl. Riefler, Nesselwang und München
E. Missel, Stuttgart

Tombak.

Thörmer & Kroedel, Leipzig

Transformatoren.

Elektr.-Akt.-Ges., Frankfurt a. M.

Transmissionen.

Koch & Wellenstein, Ratingen
Akt.-Gesellschaft Görlitzer Maschinenbau-Anst. u. Eisengiesserei, Görlitz
R. Trenck, Erfurt
Lohmann & Stolterfoht, Witten
Sundw. Eisenhütte, Sundwig i. W.
Schüchtermann & Kremer, Dortmund
G. Polysius Dessau
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Maschinenf. Badenia, Weinheim, Baden
Maschinenf. Esslingen, Esslingen (Wtb.)
Briegleb, Hansen & Co., Gotha
Jacobiwerk, Meissen i. S.
Joh. Schaefer Söhne, Mf, Krefeld
Louis Soest & Co., Mf, Düsseldorf
Gebr. Meer. Mf, M.-Gladbach
C. E. Rost & Co., Dresden-A.
Friedr. Spies Söhne, Barmen-Wichlinghausen

Transmissionswaagen.

H. Hommel, Mainz

Transportgeräte.

Benrather Maschinenfabrik, Benrath
Arthur Koppel, Berlin N.W.

Treibriemen.

Richard Becker, Mülheim a. d. Ruhr 2
Schmidt & Bretschneider, Chemnitz i. S.
E. Missel, Stuttgart
Aug. Reuschel & Co., Schlotheim i. Th.

Tropföler.

J. Patrick, Frankfurt a. M.

Tropfölreinigungs-Apparate.

H. Berk, Chemnitz i. S.
E. Missel, Stuttgart
Joseph Coblenzer, Köln
Carl Morgenstern, Stuttgart

Trockenanlagen.

Gebr. Körting, Körtingsdorf bei Hannover
Käuffer & Co., Mainz
Carl Morgenstern, Stuttgart

Turbinen.

Maschinenfabrik Esslingen, Esslingen in Wtbg.
Briegleb, Hansen & Co., Gotha

Notizen:

Überhitzer für Dampf.

E. Schwoerer, Colmar i. Els.
Büttner & Co., Uerdingen a. Rh.
Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik

Unterwindfeuerungen.

Neuerburg's Mf., A.-G. Humboldk., Köln

Ventile.

Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau

Ventilations-Anlagen.

Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
Käuffer & Co., Mainz
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Neuerburg's Mf., A.-G. Humboldk., Köln

Ventilations-Öfen.

Käuffer & Co., Mainz

Verlade-Einrichtungen.

J. Pohlig, Köln, Brüssel, Wien III
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Verzinkerei.

Wirtz & Co., Schalke i. W.

Vorwärmer.

H. Schaffstädt, Giessen
R. Trenck, Erfurt
Schneider & Helmecke, Magdeburg
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
C. E. Rost & Co., Dresden A.
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
Guilleaume-Werke, Neustadt a. Haardt
Dürr & Co., Ratingen-Düsseldorf
Neuerburg's Mf., A.-G. Humboldk., Köln
Büttner & Co., Uerdingen a. Rh.
Carl Morgenstern, Stuttgart

Wächterkontroll-Apparate.

Mix & Genest, Köln

Wägevorrichtungen.

Herm. Laass & Co., Magdeburg-Neust.

Walzwerke.

Sundw. Eisenhütte, Sundwig i. W.
J. Banning, Hamm i. W.
Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle, Post Saarbrücken
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.
Duisb. Masch.-B. A.-G., Duisburg

Wasser- und Ölfang-Apparate.

Neuerburg's Maschinenfabrik A.-G. Köln a. Rh.
Carl Morgenstern, Stuttgart

Wasserdunst-Heizungen.

Käuffer & Co., Mainz

Notizen:

Wasserhaltungs-Maschinen.

Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle, Post Saarbrücken
Maschinenb.-Anst. Breslau, Breslau
A. Borsig, Mf, Berlin
Otto Schwade & Co., Erfurt
Friedrich Spies Söhne, Barmen-Wichlinghausen

Wasserkühlanlagen.

Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Schüchtermann & Kremer, Dortmund
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover

Wassermesser.

Bopp & Reuther, Mannheim
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg

Wassermotoren.

Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
Briegleb, Hansen & Co., Gotha

Wasserräder.

Briegleb, Hansen & Co., Gotha

Wasserreinigungs-Anlagen.

Maschinenbau-Anstalt „Humboldt", Kalk
Gebr. Körting, Körtingsdorf b. Hannover
G. Kuhn, Stuttgart-Berg
M. Neuhaus & Co., Luckenwalde

Wasserschieber.

Ar u. Mf vorm. J. A. Hilpert, Nürnberg

Wasserstandsgläser.

E. Missel, Stuttgart
Rich. Klinger, Gumpoldskirchen b. Wien

Wasserstandsanzeiger.

Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Rich. Klinger, Gumpoldskirchen b. Wien
C. F. Pilz, Chemnitz

Wasserstands-Fernmelder.

Mix & Genest, Köln

Notizen:

Wasserstations-Anlagen.

Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.
Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal
Louis Soest & Co., Mf, Düsseldorf
Gebr. Meer, Mf, M.-Gladbach
Carl Morgenstern, Stuttgart

Wasserwaagen.

H. Hommel, Mainz

Wärmeschutzmittel.

E. & C. Pasquay, Wasselnheim

Weichen.

Maschinenfabrik Deutschland, Dortmund
Arthur Koppel, Berlin N.W.
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Weissguss.

Schneider & Helmecke, Magdeburg
Hoeveler & Dickhaus, Papenburg
C. W. Julius Blancke & Co., Merseburg

Wellbleche u. Wellbl.-Konstr.

Wirtz & Co., Schalke i. W.

Werkzeuge.

Alexanderwerk A. von der Nahmer, Ges. m. b. H., Remscheid.
Schneider & Helmecke, Magdeburg
Erdmann Kircheis, Aue i. Sachs.
de Fries & Co., A.-G., Düsseldorf

Werkzeugmaschinen.

Fritz Hürxthal, Remscheid
Maschinenfabrik Deutschland, Dortmund
Chemnitzer Werkzeug-Mf, Chemnitz
de Fries & Co., A.-G., Düsseldorf

Werkzeug-Stahl.

Fel. Bischoff, Duisburg
Bergische Stahl-Industrie Remscheid

Wetterlutten.

Wirtz & Co., Schalke i. W.

Winden.

Hebezeugfabrik, Köln (Sülz) (G. Kiefer).
Briegleb, Hansen & Co., Gotha
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Winkel.

H. Hommel, Mainz

Winkeleisen-Scheren.

Wilh. Carl August Loebow, Magdeburg N. 2

Zahnräder (Stahlguss).

Oeking & Co., Düsseldorf
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Notizen:

Zahnradglätte.

Schneider & Helmecke, Magdeburg

Zeichenpapiere.

Gebr. Menne, Siegen i. W
Fritz Schaub, Düsseldorf
C. G. Blanckertz, Düsseldorf

Zeichentische.

Fritz Schaub, Düsseldorf
Fried. Krupp Grusonwerk, Magdeb.-Bu.

Zeichenmaterial.

Johannes Dietrich, Duisburg a. Rhein
C. G. Blanckertz, Düsseldorf

Zerkleinerungsmaschinen.

Fried Krupp, Grusonwerk, Magdeburg-Buckau
Neuerburg's Mf., A.-G. Humboldk., Köln

Ziegeleimaschinen.

R. Trenk, Erfurt
Güttler & Co., Brieg-Briegischd., Schles.
Herm. Laass & Co., Magdeburg-Neust.
Jacobiwerk, Meissen i. S.

Zink.

Gottfr. Hagen, Kalk b. Köln

Zinn.

Klingelhöfer, Graffweg & Co., Düsseldorf

Zirkel.

H. Hommel, Mainz

Zuganzeiger (f. Dampfkessel).

Otto Hörenz, Mf., Dresden-A.

Notizen:

Firmen-Register
zum Bezugsquellen-Verzeichnis.

Zum Nachtrag weiterer Firmen soll der freie Platz dienen.

Ab — Be.

Abbes, Dr. Heinrich, **Holzminden**	Riemenscheiben aus Holz.
Armaturen u. Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. **J. A. Hilpert, Nürnberg**	Armaturen- und Pumpen-Fabrik.
Banning, J., **Hamm** i. W.	Dampfhämmer, Stampfhämmer, Walzwerke, Kalt- und Warmscheren, Warmsägen.
Becker, Rich., **Mülheim**-Ruhr	Ledertreibriemen, Pumpenleder, Leder-Schachtanzüge, technische Lederartikel.
Benrath & Franck, Gelbe Mühle, **Düren**	Marcodurumpackung, Papiere aller Art.
Berk, H., **Chemnitz** i. S.	Tropföl-Reinigungs-Apparate.
Berg. Stahl-Industr., Remscheid	Stahlformguss, Werkzeuggussstahl.

Notizen: ....

Berliner Maschinenfabrik Henschel & Co., G. m. b. H., Berlin-Charlottenburg
Biegsame Wellen, Motorwagen Motorboote, Antriebe für Fahrzeuge mit Motor, an jedem Wagen, Boot etc. anzubringen, Dürr-Motore für Benzin, Spiritus, Petroleum, transportable Bohrmaschinen mit Motor.

Beyer & Co., Franz, Erfurt
Transmissionen, Dampfmasch. Regulatoren, Brauereianlagen.

Bischoff, Felix, Duisburg a. Rh.
Werkzeug-Gussstahl-Fabrik
Diamant-, Silber-, Werkzeug-, Wolfram-Stahl, Scheren.

Blancke & C., C. W. Jul., Merseburg
Armaturen, Dampfpumpen, Kompressoren, Spiralbohrer

Blanckertz, C. G., Düsseldorf
Paus-, Zeichen- und Lichtpauspapiere Zeichenmaterialien.

Borsig, A., Berlin
Maschinenbau-Anstalt
Dampfmaschinen, Dampfkessel, Lokomotiven, Pumpmaschin., hydraulische und gewerbliche Anlagen, Krane, Press- und Hammerschmiedestücke.

Notizen:

Briegleb, Hansen & Co., Gotha — Knop-Turbinen, Pat. Peltonräder für hohes Gefälle, hydr. Brems-Regulatoren f. Turbinen u. Wasserräder, Räder-Formmaschinen, Zahnräder, Schwungräder, Riemscheiben und Seilscheiben, ohne Modell mit Maschinen geformt, Transmissionen, Sicherheitswinden, Flaschenzüge, Fahrstühle, Krane.

Brooksbank & Co., Ed., Keighley
Gen.-Vertr. E. A. Petrie, Berlin N. — Universal-Patent-Packung.

Büttner & Co., G. m. b. H., Uerdingen a. Rh. Rheinische Röhrendampfkesselfabrik. — Röhrenkessel, Wasserrohrkessel, Hochdruckkessel aller Art, Dampfüberhitzer u. Vorwärmer.

Chemnitzer Werkzeugmaschinen-Fabr., Chemnitz i. S. — Dampfmaschinen, Werkzeugmaschinen.

Deutsch. Elektricitätswerke, Aachen. Garbe, Lahmeyer & Co. Aktiengesellschaft. — Dynamomaschinen, Elektromotoren.

Dietze's Wwe., G., Bitterfeld (Putzwollkämmerei mit elektr. Kraftbetrieb). — Putzwolle aller gangbaren Qualitäten.

Notizen:

Dietrich, Johannes, **Duisburg** a. Rhein	Zeichen-, Paus-, Lichtpauspapiere, Pausleinen, Zeichenmaterialien.
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover	Hähne, Ventile, Schieber, Hydranten, Manometer, Wasserstandszeiger, Schmiergefässe, Indikatoren, Wassermesser, Pumpen.
Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik vorm. **Dürr & Co., Ratingen**	Dampfkessel für Land- und Schiffszwecke, Röhrendampfkessel, Speisewasservorwärmer. Überhitzer u. Apparate aller Art.
Eckhardt, H., Civil-Ingenieur, **Berlin** N.W.	Stahlschmelzöfen, Schmelzöfen, Schmiedbaren Guss.
Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle, P. Saarbrücken.	Berg- und Hüttenwerksmaschinen, Fördermaschinen, Walzenzugmaschinen, Gebläsemaschinen, Aufzüge, Betriebsmaschinen.
Främbs & Freudenberg, Schweidnitz	Dampfmaschinen, Dampfkessel, Transmissionen.
de Fries & Co., A.-G., Düsseldorf	Specialfabrik von Schraubenflaschen-Zügen und Gasgebläseöfen. Grosses Lager von Hebezeugen aller Art, sowie moderner Arbeitsmaschinen und Werkzeugen.

Notizen:

Fürstlich Stolberg'sches Hüttenamt, **Ilsenburg** a. H. — Dampfmaschinen, Maschinen Ornament und Kunstguss.

Garrett, Smith & Co., **Magdeburg-Buckau** — Lokomobilen.

Görlitz. Maschinenbau-Anst. und Eisengiess., **Görlitz** — Dampfmaschinen, Dampfkessel, Transmissionen, Wasserwerksanlagen.

Goetze, Friedrich, **Burscheid** b. Köln — Metallwarenfabrik, Kupferdichtungsringe.

Groyen & Richtmann, **Köln** — Schreibmaschinen (Blickensdoerfer), Amerikanische Schreibtische.

Güttler & Co., **Brieg**-Briegischdorf, Schl. — Dampfmaschin., Lokomobilen, Vollgatter, Ziegeleimaschinen.

Haacke & Co., A., **Celle** — Kieselguhr-Schläuche, -Platten, -Steine.

Notizen:

Hagen, Gottfr., **Kalk** b. Köln — Accumulatoren.

Halle'sche Union Akt.-Ges., vorm. **Vaass & Littmann, Halle** a. d. Saale — Dampfmaschinen, Eis- und Kühlmaschinen, Pumpen.

Hartung, Herm., **Düsseldorf** — Regulatoren.

Heimendahl & Keller, Britanniafabrik, **Hilden** — Britannia-Löffel, Tafeleinsätze mit Glas u. Porzellan, Kruzifixe, Leuchter, Rasierutensilien, Tintenfässer, Herkuleskorkzieher.

Hoeveler & Dieckhaus, Papenburg — Lagermetalle.

Hoffmann & Co., P., **Eiserfeld** — Gesteinsbohrmasch., Kompressoren.

Hohenzollern, Maschinenfabr., **Düsseldorf-Grafenb.** — Dampfmaschinen, Lokomotiven, Dampfkessel, Kompressoren, Kühlwerke, Pumpmaschinen.

Hommel, H., **Mainz** — Schiebelehren, Mikrometenlehren, Kaliberbolzen und Ringe, Richtplatten, Lineale, Winkel, Zirkel, Wasserwaagen, Randirierrädchen, Drehbankwerkzeuge.

Notizen:

Houzer, Jos., Nürnberg — Dampfschornsteinbau und Feuerungsanlagen

---

Howaldtswerke, Kiel — Metallpackung für Stopfbüchsen.

Hörenz, Otto, Maschinenfabr. Dresden A. — Feuerzugregler od. Luftüberschussbeseitiger, Planrost für Dampfkessel, Zuganzeiger f. „ Feuerthüren „ „

Fritz Hürxthal, Remscheid — Dampfmaschinen.

Humboldt, Kalk b. Köln. — Dampfmaschinen, Wasserreinigungsanlagen, gelochte Bleche, Dampfkessel, Gussstücke, Eisenkonstruktionen.

Jacobiwerk, Meissen i. S. — Dampfmaschinen, Transmissionen, Ziegeleimaschinen, Maschinen für die Kera mische Industrie.

Junker & Co., Hagen i. W. — Stab- und Formeisen, Eisen- und Stahlbleche.

Käuffer & Co., Mainz — Specialfabrik für Heizung und Lüftung.

Notizen:

Kemper, Gebr., Olpe i. W. — Armaturen, Lagermetalle, Metalle, Metallguss, Phosphormetalle, Schlaglot, Weissmetalle.

Kieffer, Georg, Köln (Sülz) — Hebezeuge, Flaschen- und Aufzüge.

Kircheis, Erdmann, Aue i. S. — Maschinen u. Werkzeuge zur Blech- und Metallbearbeitung.

Kleemann, Gustav, Hamburg — Cylinderöle, techn. Bedarfsartikel, Rostschutzmittel.

Klein, Schanzlin & Becker, Maschinen- u. Armaturenfabr. Frankenthal (Pfalz) — Dampf-, Riemen- u. Duplexpumpen, Luftpumpen, Vorwärmer, Filterpressen, Kondensationsanlagen, Kondenstöpfe, Wasserabscheider, Armaturen, Gradierwerke.

Klinger, Rich., Gumpoldskirchen b. Wien. — Armaturen, Dichtungsringe, Dichtungsplatten, Wasserstandsgläser, Wasserstandsanzeiger.

Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau — Dampf-Duplexpumpen, Dampfkessel-Armaturen.

Koppel, Arthur, Berlin NW. — Feldbahnen, Karren, Schiebkarren, Stahlguss, Weichen, Transportgeräte.

Notizen:

Koch & Wellenstein, Ratingen b. Düsseldorf — Dampfmaschinen, Transmissionen, Ringschmierlager, Reibungskupplungen, Riemenscheiben, Hanf- u. Drahtseilscheiben.

Körting, Gebr., Körtingsdorf b. Hannover — Fabrik für Centralheizungs-, Lüftungs- u. Trockenanlagen, Badeanstalten, Wasserversorgung, Benzin-, Petroleum- und Gasmotoren, Kraftgasanlagen, Strahlapparate und Pulsometer, Kondensations- und Rückkühlungsanlagen, Dynamos, Elektromotoren und Anlagen, für elektr. Beleuchtung und Kraftübertragung.

Körting & Mathiesen, Leutzsch-Leipzig — Bogenlampen.

Krupp, Fried., Grusonwerk, Magdeburg-Buckau — Maschinenteile, Guss, Zerkleinerungsmaschinen, Walzwerke, Krahnen.

Kuhn, G., Stuttgart-Berg — Dampfmaschinen, Dampfkessel, Lokomobilen, Eismaschinen, Kühlanlagen, Wasserwerke, Dampfstrassenwalzen, Pressen, Presspumpen, Dampfpumpen, Kohlentransportwagen.

Kunz, A.-G., Gust., Treuen i. S. — Treibriemen, Transmissions-Seile.

Kuntze, G., Göppingen — Heizungsanlagen, Kondenstöpfe, Rohrleitungen

---

Notizen:

Laass & Co., Herm., **Magdeburg-Neustadt**	Krahne für Hand-, Dampf- u. Maschinenbetrieb, Aufzüge für Hand-, Dampf- u. Maschinenbetrieb, Dampfmaschinen, Schneidemühl-Anlagen, Wägevorrichtungen, Ziegeleimaschinen.
Lanz, Heinr., Maschinenf., **Mannheim**	Lokomobilen, Landwirtschaftliche Maschinen.
Loebow, Wilhelm Carl Aug., **Magdeburg N. 2**	Loch- und Bohrmaschinen, Scheeren, Pressen.
Lohmann & Stolterfoht, **Witten**	Transmissionen, Reibungskupplungen, Nichttropfende Ringschmierlager, Pumpen.
Maack, Gustav, **Köln-Ehrenfeld**	Expansions-Regulier-Apparate Petroleum-Injektoren.
Maschinenfabrik Badenia, **Weinheim** (Baden)	Lokomobilen.
Maschinenfabrik Deutschland, **Dortmund**	Werkzeugmaschinen, Hebekrahnen, Drehscheiben, Schiebebühnen, Weichen etc.

Notizen:

Maschinenfabrik Esslingen, Esslingen i. Württ.	Eisenbahn- und Trambahnmaterial, Zahnrad-, Seil- u. Kabelbahnen, Dampf- u. Pumpmaschinen, Dampfkessel, Kühlmasch. Turbinen, Transmissionen, Brücken.
Maschinenbau-Anst. „Breslau"	Wasserhaltungsmasch., Pumpanlagen, Dampfkessel.
Maschinen- u. Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co., Höchst a. M.	Armaturen, Dampfpumpen, Gasanstalten, Hydr. Hochdruckanlagen, Kanalisations-Artikel, Pumpen, Rohrleitungen, Wasserkühl-Anlagen, Wassermotoren, Wasserstations-Anlagen.
Maschinen- und Dampfkesselfabrik „Guilleaume-Werke", G. m. b. H., Neustadt a. H.	Wasserrohrkessel, Cornwallkessel, Vorwärmer.
Mannh. Gummi-, Guttapercha- u. Asbest-Fabrik in Mannheim	Weich- u. Hartgummi, Asbest.
Meer, Gebr., M.-Gladbach	Dampfmaschinen, Schnellläufer, Pumpen, Transmissionen.
Menne, Gebr., Siegen i. W.	Papiere all. Art, Zeichen-, Licht- und Pauspapiere, Pausleinen, rostschützende Packpapiere f. blankes Eisen und Stahlwaren.

Notizen:

Meyer, Rudolf, Maschinenfabrik **Mülheim** a. d. Ruhr	Luftkompressoren u. Gesteinsbohrmaschinen.
Missel, E. **Stuttgart**	Fliespapierbandpackung, Zugregulatoren, Schmierapparate, Schmierkannen.
Mix & Genest, Act.-Ges., Zweigniederl. **Köln** a. Rh.	Telephon-, Telegraphen- und Blitzableiterfabrik.
Morgenstern, Carl, **Stuttgart**	Schall- u. Wasserfangapp., Tropf-(Schmier-)Ölreiniger, Dampf-Heizungs- u. Trockenanlagen, Wasservorreiniger u. Vorwärmer, Rückkühlanlagen, Badeanstalten.
von der Nahmer, A., **Remscheid**	Armaturen, Werkzeuge, Rohr- u. Parallelschraubstöcke.
Neuhaus & Co., M. **Luckenwalde**	Pulsometer, Dampfkessel, Injektore, Elevatoren, Façonschrauben, Wasserreinigungs-Appar.
Neuerburg's Maschinenfabrik, A.-G., Humboldk., **Köln**	Zerkleinerungs- u. Aufbereitungsmasch. für Erzen, Hebezeuge u. Transportmittel, Ventilatoren u. Exhaustoren, Unterwindfeuerungen, Abdampfapp. u. Schalldämpfer, Ölfangapp., Pendelnde Schornsteinhauben, Funken- u. Russfänger, Schlangenvorwärmer.
Oeking & Co., **Düsseldorf**	Stahlformguss, Zahnräder.

Notizen:

Ott, Carl, **Feuerbach-Stuttgart**	Patent-Duplex-Stopfbüchsen-Packung, techn. Gummiartikel, Asbestfabrik.
Pasquay, E. & C., **Wasselnheim** (Elsass)	Wärmeschutzmittel aus Seidenabfall in Verbindung mit isolierenden Luftschichten.
Patrick, J., Metallwerk, **Frankfurt** a. M.	Dampf-, Gas- und Wasserarmaturen. Gusssachen in Rohguss und fertig bearbeitet in Messing, Rotguss, Phosphorbronce etc. nach Modellen oder Zeichnungen.
Pelz, Carl, **Sigmaringen** (Hohenz.)	Autotypien, Zinkographien.
Piedboeuf, G. m. b. H., Jacques, **Düsseldorf**	Dampfkessel.
Piepenbring & Co., **Mülheim a. d. Ruhr**	Galvanisches Metallpapier zu Stopfbüchsen-Packungen.
Pilz, C. F., **Chemnitz**, Armaturenfabr.	Armaturen für Dampfkessel, Dampfleitungen u. Heizungen, Dampfdruck-Reducier-Ventile.
Pohlig, J. **Köln, Brüssel, Wien** III	Drahtseilbahnen, Elevatoren, Krahne u. Funk'sche Verladeeinrichtungen.

Notizen:

Polysius, G., Dessau	Transmissionen.
Pütz, Heinr., Dülken, Rhld.	Putzwolle.
Quelms, C., Bachmut (S.-Russl.)	Fördermaschinen, Pumpen.
Reuling, Gebrüder, Mannheim	Armaturen, Dampf- u. Wasserschieber, Dampfkesselsicherheitsapparate, Apparate für Zuckerfabriken, Formmasch.
Reuschel & Co., A., Schlotheim (Thüringen)	Baumwoll- u. Kamelhaartreibriemen, Hanfgurte u. Hanfschläuche.
Rheinhardt & Messmer, Flensburg	Stopfbüchsenpackung, Öfen.
Riedinger, L. A., Augsburg	Dampf-, Kohlensäure-, Eis- und Kühlmaschinen, Luftkompressoren.
Riefler, Clemens, Nesselwang	Präcisions-Reisszeuge, techn. Instrumente.

Notizen: ....

Ritter, W., Altona — Original-Patent-Dampfschmierapparate.

Rost & Co., C. E., Dresden-A. — Dampfmaschinen, Dampfkessel.

Schaffstädt, H., Giessen — Vorwärmer-Kondensationen.

Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturenfabrik — Manometer, Vakuummeter, (über 2000000 angefertigt), Hähne, Ventile, Wasserstandsanzeiger, Sicherheitsapparate, Injekteure, Kesselspeisepumpen, Kondensationswasser-Ableiter, Reduzierventile, Regulatoren, Indikatoren, Schmierapparate, Thermometer, Pyrometer etc.

Schaefer Söhne, Johann, Maschinenfabrik, **Krefeld** — Dampfmaschinen, Dampfpumpen, Aufzüge, Transmissionen.

Schaub, Fritz, Düsseldorf — Zeichentische, Bureaueinrichtungen, Zeichenpapiere, technische Artikel.

Schmidt & Bretschneider, Chemnitz i. Sachsen — Baumwolltreibriemen.

Notizen:

Schüchtermann & Kremer, Dortmund	Ventil-Dampfmaschinen (Collmann), Eismaschinen, Kühlanlagen, Briquettmaschinen, Luftkompressoren (Collmann & Riedler), Ventilatoren (Reteau), gelochte Bleche, Streckmetall (Expanded-Metall).
Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz	Armaturen aller Art, Kolben u. Ringe, Stopfbüchsenpackung.
Schwade & Co, Otto, Erfurt	Pumpen für alle Zwecke und jede Leistung.
Schwoerer, E., Colmar i. Els.	Dampfüberhitzer.
Siegel, Feod. Maschinenfabrik, Schönebeck a. d. Elbe	Dampfmasch., Dampfkessel Pumpen, Lokomobilen.
Soest & Co., Louis, Düsseldorf	Dampfmaschinen, Transmission. Zerkleinerungsmaschinen.
Spies Söhne, Friedr., Barmen-Wichlinghausen	Dampfmaschinen für alle Zwecke, Wasserhaltungsmaschinen, Fördermaschinen, Apparate für die chem. Industrie, Transmissionen.
Sundwiger Eisenhütte, Gebr. v. d. Becke & Co., Sundwig i. W.	Dampfmaschinen, Walzwerksanlagen, Transmissionen.

Notizen:

Steinmüller L. & C., Röhrendampfkesselfabrik, **Gummersbach**	Dampfkessel, Röhrendampfkessel.
Thörmer & Kroedel, **Leipzig**	Kupfer, Phosphorbronce, Neusilber, Rotguss, Tombak, Öl- u. Schmierapparate.
Trenk, R., **Erfurt**	Dampfmaschinen, Regulatoren, Sägegatter, Ziegeleimasch. Transmis., Masch. zur Nudel- und Maccaronifabrikation.
Uffelmann, Dr., **Kassel**	techn.-chem. Laboratorium.
Vacuum Oil Company, **Hamburg**	Vakuum-, Cylinder- und Maschinenöle.
Voss, Fritz, **Köln-Ehrenfeld**	Dampfmaschinen, Expansionsregulierapparate, Regulatoren
Weise & Monski, **Halle a. S.**	Pumpen für Dampf-, Riemen- und elektr. Antrieb, Duplex-Dampfpumpen.
Weiss, F. J., **Basel**	Leistungsregulatoren für Pumpwerke Grundschiebersteuerung, Pat. Weiss mit doppelter Öffnung des Austritts und mit Überströmung.

Notizen:

Werneburg & Co., A, **Halle** a. S.	Armaturen, Kondenstöpfe, Wasserabscheider.
Weuste, Chr, **Duisburg** a. R.	Elektrische Maschinen, Bogenlampen, Messinstrumente, elektr. Licht- u. Kraftanlagen.
Wilhelmshütte A.-G. Waldenburg i. Schl.	Dampf-Wasserhaltungs- und Fördermaschinen, Lokomobilen.
Wirtz & Co., **Schalke** i. W.	Wellblechfabrik u. Verzinkerei, Eisenkonstruktionswerkstätte.
Wolf, R., **Magdeburg-Buckau**	Dampfmaschinen, Dampfkessel, Centrifugalpump., Lokomob.
Ziegler, Leop., **Berlin** N 65	Stopfbüchsen, Kolben u. Ringe.

Notizen:

Notizen:

Notizen:

Notizen:

This book may be kept

FOURTEEN DAYS

from last date stamped below. A fine of TWO CENTS will be charged for each day the book is kept over time.